



PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UMA PONTE ROLANTE PARA O PRÉDIO SG-09 DO ENM/UNB

Por,
Lucas Boaratti Braga

Brasília, julho de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE UMA PONTE ROLANTE PARA O
PRÉDIO SG-09 DO ENM/UNB**

POR,

Lucas Boaratti Braga

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira

Prof. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca

Brasília, Julho de 2015

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente meus pais Denise e Suzenaino pelo apoio dado para que eu pudesse estudar e chegar até aqui, agradeço aos meus irmãos Pedro e Larissa pelas horas de descontração. Agradeço em especial minha querida namorada Flávia por todos os momentos que passamos juntos e pela ajuda na confecção deste trabalho. Sem ela este trabalho não teria sido possível. Agradeço a meus amigos pelos momentos de descontração e também a todos os professores que me ajudaram a conseguir este conhecimento em especial o professor Antônio Manoel Dias Henriques que despertou meu gosto pelo tema, me orientou e quem eu admiro como pessoa e como profissional.

Lucas Boaratti Braga

RESUMO

Este trabalho aborda o projeto de uma ponte rolante para o laboratório de processos de fabricação localizado no prédio SG-09 do ENM/UNB. O trabalho em si consiste em projetar ou selecionar os diversos elementos constituintes de uma ponte rolante. A organização deste trabalho é feita com a divisão dos capítulos em seleção do tipo de equipamento e projeto e seleção dos componentes do equipamento selecionado e criação do orçamento de projeto.

ABSTRACT

This paper discusses the design of a crane to the laboratory of manufacturing processes located in the SG -09 building ENM / UNB. The work itself is to design and select the various components of the crane. The organization of this work is done by dividing the chapters in selection of the type of equipment and project and selection of the components of the selected equipment and estimating costs.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2 MOTIVAÇÃO	1
1.3 OBJETIVO	1
1.4 ORGANIZAÇÃO	2
2 DISPOSIÇÕES GERAIS SOBRE EQUIPAMENTOS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE ..	3
2.1 CLASSIFICAÇÃO	3
2.2 ELEVADORES	4
2.3 Guindastes de ponte e ou guindastes que se movem sobre trilhos.....	4
2.4 Escolha do tipo de equipamento.....	6
3 DEFINIÇÕES DE PROJETO.....	9
3.1 APRESENTAÇÃO.....	9
3.2 FLUXOGRAMA GERAL DO PROJETO	9
3.3 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA DE PROJETO	10
4 PROJETO DO SISTEMA DE IÇAMENTO	12
4.1-FLUXOGRAMA PARA PROJETO DO SISTEMA DE IÇAMENTO.	12
4.1.1 Considerações do projeto do sistema de içamento.	14
4.2 CLASSE DE FUNCIONAMENTO.....	15
4.3 SELEÇÃO DOS CABOS DE AÇO.....	16
4.4 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO MÍNIMO DAS POLIAS E DO TAMBOR DE ENROLAMENTO. ..	18
4.5 SELEÇÃO DO MOITÃO	21
4.6 CÁLCULO DO PESO DO SISTEMA DE CABEAMENTO	22
4.7 SELEÇÃO DAS POLIAS FIXAS E DA POLIA EQUALIZADORA	23
4.8 PROJETO DO TAMBOR	24
4.8.1 Determinação do comprimento de enrolamento do tambor	26
4.8.2 Cálculo da espessura da parede do tambor	27
4.8.3 Escolha da velocidade de içamento e sua influência nos esforços devido à inércia.	28
4.8.4 Cálculo da velocidade de rotação do tambor.	29
4.8.5 Cálculo da tração máxima nos cabos e do fator de segurança real do sistema de cabeamento.	30
4.8.6 Cálculo do torque de içamento	31
4.9 CÁLCULO DA RESISTÊNCIA DE SOLDA DE JUNÇÃO DO TAMBOR.....	31
4.9.1 Para o cabo totalmente desenrolado.	32
4.9.2 Para o cabo totalmente enrolado	36
4.9.3 Composição das tensões no tambor de enrolamento.	38
4.9.4 Cálculo da tensão devido à compressão causada pelo enrolamento dos cabos de aço.	40
4.9.5 Aplicação de critério de falha para composição das tensões do tambor de enrolamento.....	40
4.9.6 Cálculo da resistência das soldas de união do tambor de enrolamento	41
4.10 CÁLCULO DO DIÂMETRO MÍNIMO DO EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.	44
4.10.1 Projeto do eixo do tambor com base na rigidez à deflexão.....	44
4.10.2 Projeto do eixo do tambor estaticamente.	50
4.10.3 Projeto do eixo do tambor para vida em fadiga.....	52
4.10.4 Verificação do eixo quanto à velocidade crítica.	57
4.11 PROJETO DO FIXADOR DOS CABOS DE AÇO.....	58
4.11.1 Cálculo da espessura da placa de fixação dos cabos de aço.	61
4.11.2 Seleção dos parafusos de fixação da placa de fixação dos cabos de aço.....	69
4.12 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR E DO MOTOR ELÉTRICO DO SISTEMA DE IÇAMENTO	70
4.13 CÁLCULO DA RESISTÊNCIA DE SOLDA ENTRE O EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO E O TAMBOR DE ENROLAMENTO.....	72
4.14 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS E DAS CAIXAS DE ROLAMENTO.....	74
4.15 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO ENTRE O MOTOREDUTOR E O EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.	77
4.16 SELEÇÃO DOS FREIOS DO SISTEMA DE IÇAMENTO.	79
4.16.1 Seleção dos anéis de retenção da sapata do freio do eixo do tambor de enrolamento do sistema de içamento.	80
4.17 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS DO EIXO DO TAMBOR.	81
4.18 PROJETO DO EIXO PARA POLIAS FIXAS.....	83
4.18.1 Determinação da menor distância entre moitão, o tambor de enrolamento e as polias fixas.	83
4.18.2 Estimativa da força axial no eixo de sustentação das polias fixas	85
4.18.3 Cálculo dos esforços presentes no eixo das polias fixas.	86
5 PROJETO DO CARRO DA PONTE ROLANTE.....	94
5.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DO CARRO.	94

5.1.1 Considerações do projeto do carro	96
5.2 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NOS MANCAIS DO EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.	97
5.2.1 Esforços nos mancais do eixo do tambor de enrolamento com carregamento	99
5.2.2 Esforços nos mancais do eixo do tambor de enrolamento sem carregamento	100
5.3 PROJETO DO SUPORTE DO EIXO DAS POLIAS FIXAS	101
5.3.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.	101
5.3.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.	107
5.3.3 Aplicação de critérios de falha para o suporte das polias fixas.	109
5.3.4 Simulação dos suportes das polias fixas	111
5.4 PROJETO DA VIGA DE ANCORAMENTO DOS SUPORTES DAS POLIAS FIXAS-VIGA A1	115
5.4.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.	115
5.4.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.	119
5.4.3 Aplicação de critérios de falha para Viga A1	121
5.4.4 Simulação da viga A1	124
5.5 PROJETO DA VIGA LATERAL DIREITA-VIGA B1	128
5.5.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.	130
5.5.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.	135
5.5.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B1	137
5.5.4 Simulação da viga B1	140
5.6 PROJETO DA VIGA LATERAL ESQUERDA-VIGA B2	143
5.6.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.	144
5.6.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.	149
5.6.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B2	150
5.6.4 Simulação da viga B2	152
5.7 PROJETO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DO CARRO.	155
5.7.1 Determinação dos esforços em cada roda.	156
5.7.2 Determinação do diâmetro, da largura da alma e do material das rodas.	165
5.7.3 Seleção dos motores e redutores do carro.	166
5.7.4 Determinação dos elementos fixados aos eixos de translação do carro.	170
5.7.5 Aplicação dos critérios de deflexão e velocidade crítica.	177
5.7.6 Projeto da seção de eixo E1	179
5.7.7 Projeto da seção de eixo E2	183
5.7.8 Projeto da seção de eixo E3	185
5.7.9 Dimensões dos eixos do sistema de translação do carro.	187
5.7.10 Projeto dos truques do carro.	188
5.8 PROJETO DA VIGA C1	188
5.8.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.	189
5.8.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.	192
5.8.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B2	194
5.8.4 Simulação da viga C1	196
5.9 CÁLCULO DOS FATORES DE SEGURANÇA FINAIS DOS ELEMENTOS DO CARRO.	199
5.9.1 Suporte das polias fixas	200
5.9.2 Viga A1	201
5.9.3 Viga B1	203
5.9.4 Viga B2	204
5.9.5 Viga C1	206
5.10 PROJETO DAS RODAS DO CARRO.	208
5.11 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO	209
5.11.1 Parafusos	209
5.11.2 Soldas	210
5.12 VERIFICAÇÃO DA POTÊNCIA DOS MOTOREDUTORES SELECIONADOS.	215
6 PROJETO DA PONTE ROLANTE	216
6.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DA PONTE ROLANTE.	216
6.1.1 Considerações de projeto da ponte rolante.	218
6.2 SELEÇÃO DO PERFIL DO TRILHO DAS RODAS DO CARRO.	219
6.3 SELEÇÃO DOS ELEMENTOS DE FINAL DE CURSO.	220
6.3.1 Seleção dos amortecedores de final de curso.	221
6.3.2 Seleção da chave de final de curso.	222
6.4 ESTIMATIVA DO PESO DA PONTE ROLANTE.	223
6.4.1 Correção nos esforços sobre as rodas do carro.	223
6.5 PROJETO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DA PONTE ROLANTE.	224
6.5.1 Seleção dos motores e redutores.	224
6.5.2 Seleção dos acoplamentos do sistema de translação da ponte.	225
6.5.3 Dimensionamento das chavetas do sistema de translação da ponte.	226
6.5.4 Determinação dos esforços nos eixos devido à movimentação do carro.	227
6.5.5 Seleção dos rolamentos e das caixas de rolamento.	228
6.5.6 Dimensionamento preliminar das rodas da ponte rolante.	229
6.5.7 Seleção dos anéis de retenção.	230

6.5.8 Projeto do eixo P1	231
6.5.9 Projeto do eixo P2	234
6.6 PROJETO DA VIGA D1	237
6.6.1 Determinação dos esforços sobre D1	239
6.6.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço	243
6.6.3 Aplicação de critérios de falha para Viga D1	245
6.6.4 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão	247
6.6.5 Simulação da viga D1	248
6.6.6 Fatores de segurança encontrados por simulação	252
6.7 PROJETO DA VIGA D2	252
6.7.1 Determinação dos esforços sobre D2	252
6.7.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço	256
6.7.3 Aplicação de critérios de falha na viga D2.	257
6.7.4 Simulação da viga D2	258
6.7.5 Fatores de segurança encontrados por simulação	262
6.8 DIMENSIONAMENTO FINAL DAS RODAS DA PONTE ROLANTE	262
6.9 PROJETO DOS ELEMENTOS DE PARADA	264
6.10 PROJETO DO SUPORTE DO MANCAL LATERAL DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DO CARRO	266
6.11 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO	266
6.11.1 Parafusos	266
6.11.2 Soldas	267
6.11.3 Grampos de fixação dos trilhos do carro	269
6.12 VERIFICAÇÃO DA POTÊNCIA DOS MOTOREDUTORES SELECIONADOS	270
7 PROJETO DA ESTRUTURA DE SUPORTE DOS TRILHOS DA PONTE ROLANTE. ...	271
7.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DOS TRILHOS DA PONTE ROLANTE	271
7.1.1 Considerações de projeto	272
7.2 SELEÇÃO DO PERFIL DO TRILHO DAS RODAS DA PONTE ROLANTE	272
7.3 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS	273
7.4 PROJETO DA VIGA T1	274
7.4.1 Composição das Tensões na seção crítica	276
7.4.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço	276
7.4.3 Aplicação dos critérios de falha para a viga T1	277
7.5 PROJETO DA COLUNA T2	285
7.5.1 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço	286
7.5.2 Aplicação dos critérios de falha para a viga T2	286
7.6 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO	293
7.6.1 Parafusos	293
7.6.2 Soldas	294
7.6.3 Grampos de fixação dos trilhos do carro	296
7.7 SELEÇÃO DOS ELEMENTOS DE FIM DE CURSO	297
8 CUSTOS	298
9 PINTURA DE SEGURANÇA	301
10 CONCLUSÃO	303
11 BIBLIOGRAFIA	304
12 ANEXOS	306
Anexo I 308	
Anexo II 310	
Anexo III 312	
Anexo IV	314
Anexo V 315	
Anexo VI	316
Anexo VII	317
Anexo VIII	318
Anexo IX	319
Anexo X 320	
Anexo XI	321
Anexo XII	324
Anexo XIII	327
Anexo XIV	330
Anexo XV	333
Anexo XVI	334
Anexo XVII	335
Anexo XVIII	336
Anexo XIX	339
Anexo XX	340
Anexo XXI	342
Anexo XXII	345

Anexo XXIII	346
Anexo XXIV	347
Anexo XXV	348
Anexo XXVI	349
Anexo XXVII	351
Anexo XXVIII	353
Anexo XXIX	358
Anexo XXX	361
Anexo XXXI	364
Anexo XXXII	365
32.1-Cálculo do diâmetro mínimo com base na deflexão.	365
32.2-Cálculo da velocidade crítica.	365
32.4-Cálculo do cordão de solda no tambor de enrolamento.....	366
32.5-Cálculo de vida esperada em rolamentos	368
32.6-Fadiga estrutural e deflexão.	368
33.7-Critério estático estrutural.	370
33.8-Cálculo dos cordões de solda estruturais.	371
13 DESENHOS TÉCNICOS	373

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Empilhadeira típica realizando descarga (http://www.bilden.com.br/venda/venda-empilhadeira/empilhadeira-eletrica.html).	4
Figura 2.2-Ponte rolante utilizada em instalação interna (https://portogente.com.br/portopedia/guindaste-73053).	5
Figura 2.3-Pórtico tipo talha sendo utilizado em instalação externa (http://www.ventowag.com.br/portico-rolante-univiga-work-pw-20.php).	5
Figura 2.4-Semi pórtico em instalação interna (http://www.climber.com.br/produtos/semi-portico/univiga).	6
Figura 2.5-Talha utilizada para movimentação de pequenas cargas (http://www.demagcranes.com.br/cms/site/br/page102336.html).	6
Figura 2.6-Planta baixa do local de atuação do equipamento de elevação e transporte.	7
Figura 2.7-Foto do local de atuação do equipamento de elevação e transporte.	7
Figura 3.1- Fluxograma Geral do projeto.	9
Figura 4.1-Primeiro quadro esquemático parcial do sistema de içamento.	12
Figura 4.2-Segundo quadro esquemático parcial do sistema de içamento.	13
Figura 4.3-Classe de funcionamento [04].	15
Figura 4.5-Grupos de mecanismos [04].	16
Figura 4.6-Valores mínimos de Q' [04].	16
Figura 4.7-Representação do sistema de cabeamento [01]	17
Figura 4.8-Especificações cabo de aço 6X41WS [05] (Manual Técnico de cabos CIMAF)...	18
Figura 4.9-Valores de $H1$ ([04])	18
Figura 4.10-Valores de $H2$ [04]	19
Figura 4.11-Visualização gráfica dos valores de $H2$ [04].	19
Figura 4.12-Especificações quanto ao diâmetro mínimo da polia para cada tipo cabo de aço [05].	20
Figura 4.13-Especificações quanto à tolerância nos diâmetro dos sulcos dos canais das polias e do tambor [05].	21
Figura 4.14-Especificações técnicas de modelos de moitão do fabricante Helevar [06] (http://www.helevar.com.br/acessorios/1hr.asp).	21
Figura 4.15-Desenho técnico do moitão selecionado[06].	21
Figura 4.16-Vista em corte das polias fixas montadas sobre seu eixo.	23
Figura 4.17-Especificações técnicas de modelos de polias fixas do fabricante Helevar [06]. ..	24
Figura 4.18-Desenho técnico genérico de polia fixa do fabricante Helevar [06]	24
Figura 4.19-Desenho técnico genérico de um tambor e suas ranhuras[07].	25
Figura 4.20-Desenho técnico genérico de um tambor mostrando suas ranhuras e seus coeficientes [07].	25
Figura 4.21-Coefficientes em função do diâmetro do cabo [07].	26
Figura 4.22-Desenho técnico em corte das dimensões do tambor desconsiderando as dimensões do eixo.	28
Figura 4.23-Tempo de aceleração e acelerações [04].	29
Figura 4.24-Fatores de segurança em função do tipo de equipamento [05].	31
Figura 4.25-Diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para a situação dos cabos totalmente desenrolados.	32
Figura 4.26-Padrão de direção para cálculo dos diagramas de corpo livre.	33
Figura 4.27- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $0mm \leq X \leq 25mm$	33

Figura 4.28- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $25mm \leq X \leq 1025mm$.	34
Figura 4.29- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $1025mm \leq X \leq 1050mm$.	35
Figura 4.30- Diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para a situação dos cabos totalmente enrolados.	36
Figura 4.31- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $0mm \leq X \leq 520mm$.	36
Figura 4.32- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $520mm \leq X \leq 530mm$.	37
Figura 4.33- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $530mm \leq X \leq 150mm$.	38
Figura 4.34- Representação da espessura efetiva em solta tipo entalhe.	41
Figura 4.35- Representação da espessura efetiva em solta tipo filete.	42
Figura 4.36- Representação da espessura efetiva e do ângulo do chanfro.	42
Figura 4.37- Representação do tambor de enrolamento com suas cotas e representações de cordões de solda.	43
Figura 4.38- Método da superposição, cargas irmãs [11].	44
Figura 4.39- Vista em perspectiva do tambor de enrolamento dos cabos de aço.	45
Figura 4.40- Diagrama de corpo livre para o eixo do tambor de enrolamento.	46
Figura 4.41- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $0mm \leq X \leq 65,5mm$.	47
Figura 4.42- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $65,5mm \leq X \leq 1087,5mm$.	48
Figura 4.43- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $187,5mm \leq X \leq 1150mm$.	48
Figura 4.44- Vista em corte do fixador dos cabos de aço já montado sobre o tambor de enrolamento junto com seus parafusos e cabos.	59
Figura 4.45- Vista em corte do fixador dos cabos de aço já montado sobre o tambor de enrolamento junto com seus parafusos e cabos.	59
Figura 4.46- Desenho esquemático sobre as distancias entre o centro dos furos e a borda do fixador dos cabos de aço.	60
Figura 4.47- Esquema das relações entre as distâncias entre eixos e a distância K em função dos raios de localização.	60
Figura 4.48- Desenho esquemático mostrando as dimensões iniciais da placa de fixação dos cabos de aço.	61
Figura 4.49- Diagrama de corpo livre da placa de fixação dos cabos de aço com força distribuída.	61
Figura 4.50- Diagrama de corpo livre da placa de fixação dos cabos de aço com força concentrada.	62
Figura 4.51- Diagrama de corpo livre da seção $0 \leq X \leq 0,028m$.	62
Figura 4.52- Diagrama de corpo livre da seção $0,028 \leq X \leq 0,222m$.	63
Figura 4.53- Diagrama de corpo livre da seção $0,222 \leq X \leq 0,250m$.	64
Figura 4.54- Representação da área da seção transversal da placa de fixação dos cabos de aço para a seção de $x=0,028m$.	65
Figura 4.55- Representação da área da seção transversal da placa de fixação dos cabos de aço.	67
Figura 4.56- Representação da placa de fixação dos cabos de aço.	68
Figura 4.57- Vista em corte longitudinal da placa de fixação dos cabos de aço.	69
Figura 4.58- Vista em corte transversal da placa de fixação dos cabos de aço.	69

Figura 4.59- parafuso sextavado 8.8Ma Ri(http://www.ciser.com.br/produtos/fixadores/parafuso-sextavado/16056904)	70
Figura 4.60- motoredutor SEW K167 DRE 225 M4 (http://www.sew-eurodrive.com.br/produto/motoredutor-de-engrenagem-conica-linha-k.htm)	72
Figura 4.61- Motor SEW DRE 225 MA (http://www.sew-eurodrive.com.br/produto/motores-dr.htm)	72
Figura 4.62- Desenho esquemático das soldas entre o eixo do tambor de enrolamento e o mesmo.	74
Figura 4.63- Vista em corte do eixo do tambor de rolamento e seus componentes.	74
Figura 4.64- Diagrama de corpo de livre do eixo do tambor de enrolamento.	75
Figura 4.65- Vista em corte do rolamento SKF C 2220K.....	77
Figura 4.66- Vista em corte da caixa de rolamento SKF SNL520-617.	77
Figura 4.67- Acoplamento flexível XHCE 040/OK 90.....	78
Figura 4.68- Freio de sapata TEC TOR TTFPD 630.	79
Figura 4.69 Polia TEC TOR DIN.....	79
Figura 4.70-Norma [12] para anéis de retenção.	80
Figura 4.71-Diagrama de forças atuantes na chaveta [11]	81
Figura 4.72-Vista trimetrica da chaveta do eixo de saída do motoredutor /acoplamento e do acoplamento/eixo do tambor de enrolamento	82
Figura 4.73-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço [05].....	83
Figura 4.74-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço entre as polias fixas e o moitão.....	84
Figura 4.75-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço entre o tambor de enrolamento e o moitão.	84
Figura 4.76-Representação do triangulo retângulo formado pela diferença de comprimento entre as polias fixas e o moitão.	85
Figura 4.77- O diagrama de corpo livre do eixo de apoio das polias fixas.	86
Figura 4,78- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $0mm \leq X \leq 34,3mm$	87
Figura 4,79- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $34,3 \leq x \leq 97,6$ mm.....	87
Figura 4.80- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $97,6 \leq x \leq 160,9$ mm.....	88
Figura 4.81- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte as polias fixas $160,9 \leq x \leq 224,2$ mm.....	89
Figura 4.82- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte das polias fixas $224,2 \leq x \leq 287,5$ mm	89
Figura 4.83- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte das polias fixas seção $287,5 \leq x \leq 321,8$ mm	90
Figura 4.84-Vista em corte do eixo de apoio das polias fixas, todas as cotas estão em milímetros.....	93
Figura 5.1-Primeiro quadro esquemático parcial do projeto do carro.....	94
Figura 5.2-Segundo quadro esquemático parcial do projeto do carro.....	95
Figura 5.3-Valores de velocidade e acelerações [04].....	97
Figura 5.4-Tambor de enrolamento dos cabos de aço com os mancais nomeados.	98
Figura 5.5-Diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento para os esforços gerados pela movimentação do carro.	99
Figura 5.6-Diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento, estado sem carga..	100
Figura 5.7-Representação dos esforços causados pelo conjunto polias fixas e seu eixo.	102
Figura 5.8-Representação dos esforços presentes no suporte das polias fixas.....	102

Figura 5.9-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas.	103
Figura 5.10-Diagrama de corpo livre simplificado para o plano XZ	103
Figura 5.11-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o plano ZY	104
Figura 5.12-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o plano XY.	105
Figura 5.13-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas já com todas as reações.	105
Figura 5.14-Apresentação do programa Mdsolids.	106
Figura 5.15-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o estado de repouso sem carga.	108
Figura 5.16-Área transversal da seção x=464 mm.	109
Figura 5.17-Vista isométrica do suporte das polias fixas.....	112
Figura 5.18-Carregamento e fixação do suporte das polias fixas.	112
Figura 5.19-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	113
Figura 5.20-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	113
Figura 5.21-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	114
Figura 5.22-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.	114
Figura 5.23-Montagem entre polias fixas, suportes polias fixas e viga A1	115
Figura 5.24-Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1.	116
Figura 5.25-Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX.	116
Figura 5.26-Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX para uso no Mdsolids.	116
Figura 5.27- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX para uso no Mdsolids.	117
Figura 5.28- Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1.	118
Figura 5.29- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o estado sem carregamento.	120
Figura 5.30- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o estado sem carregamento para uso no programa Mdsolids.	120
Figura 5.31-Área transversal da seção x=514 mm.....	121
Figura 5.32-Deflexão para cargas irmãs [11].	123
Figura 5.33-Vista isométrica da viga A1.	125
Figura 5.34-Carregamento e fixação do suporte das polias fixas.	125
Figura 5.35-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	126
Figura 5.36-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	126
Figura 5.37-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	127
Figura 5.38-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.	127
Figura 5.39-Dimensões em relação ao eixo do tambor dos elementos ligados a este.....	128
Figura 5.40-Área transversal de B1 e suas medidas (cotas em mm).	129
Figura 5.41- Viga B1 e alguns de seus elementos acoplados.....	131
Figura 5.42- Esforços atuantes em B1	131
Figura 5.43- Diagrama de corpo livre simplificado de B1.....	132
Figura 5.44- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga B1 para o plano ZX....	132
Figura 5.45- Diagrama de corpo livre do plano XY.	133
Figura 5.46- Diagrama de corpo livre do plano XY para uso no Mdsolids.	133
Figura 5.47- Diagrama de corpo livre do plano ZY.	134
Figura 5.48- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento.	136

Figura 5.49- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento para o plano ZX.....	136
Figura 5.50- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento para o plano ZY.....	137
Figura 5.51-Deflexão para carga de momento polar [11].	139
Figura 5.52-Vista isométrica da viga B1.....	140
Figura 5.53-Carregamento e fixação B1.	140
Figura 5.54-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	141
Figura 5.55-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	141
Figura 5.56-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	142
Figura 5.57-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.....	142
Figura 5.58-Dimensões em relação ao eixo do tambor dos elementos ligados a este.....	143
Figura 5.59- Área transversal de B2.....	144
Figura 5.60-Esforços atuantes em B2.	145
Figura 5.61-Esforços atuantes em B2.	145
Figura 5.62-Diagrama de corpo livre para viga B2.....	146
Figura 5.63- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga B2 para o plano ZX....	146
Figura 5.64- Diagrama de corpo livre do plano XY	147
Figura 5.66- Diagrama de corpo livre do plano ZY.....	148
Figura 5.67- Diagrama de corpo livre da viga B2 em repouso sem carregamento.	149
Figura 5.68- Diagrama de corpo livre equivalente da viga B2 em repouso sem carregamento	150
Figura 5.69-Vista isométrica da viga B2.....	152
Figura 5.70-Carregamento e fixação B2.	153
Figura 5.71-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	153
Figura 5.72-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	154
Figura 5.73-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	154
Figura 5.74-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.....	155
Figura 5.75-Diagrama de corpo livre geral do carro para C1 estimado com carregamento. .	156
Figura 5.76-Diagrama de corpo geral do carro para o plano ZX com carregamento	157
Figura 5.77-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZY com carregamento	157
Figura 5.78-Representação das vigas imaginárias	158
Figura 5.79-Representação das vigas imaginárias V1e V3.	158
Figura 5.80-Representação das vigas imaginárias V2e V4.	159
Figura 5.81-Diagrama de corpo livre de V1carregada.	159
Figura 5.82-Diagrama de corpo livre de V2carregada.	159
Figura 5.83-Diagrama de corpo livre de V3 carregada.	160
Figura 5.84-Diagrama de corpo livre de V4 carregada.	160
Figura 5.85-Diagrama de corpo livre geral do carro para C1 estimado sem carregamento...	161
Figura 5.86-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZX sem carregamento.....	162
Figura 5.87-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZY sem carregamento.....	162
Figura 5.88-Diagrama de corpo livre de V1 sem carga.....	162
Figura 5.89-Diagrama de corpo livre de V1sem carga.....	163
Figura 5.90-Diagrama de corpo livre de V2 sem carga.....	163
Figura 5.91-Diagrama de corpo livre de V3 sem carga.....	163
Figura 5.92-Diagrama de corpo de V4 sem carga.....	164
Figura 5.93-Diagrama de corpo para os esforços nas rodas devido ao movimento do carro nas rodas tracionadas.	165
Figura 5.94- Diâmetro da roda em função da resistência ao deslocamento.	168

Figura 5.95- Motoredutor selecionado para o carro.	169
Figura 5.96- Motor DRE 132 S4.	169
Figura 5.97- Diagrama de corpo livre dos esforços devido à movimentação da ponte.	170
Figura 5.98- Diagrama de corpo livre dos esforços devido à movimentação da ponte.	171
Figura 5.99-Representação dos coeficientes devido ao selecionamento dos anéis de retenção.	171
Figura 5.100- Dimensões da chaveta dos eixos de translação do carro.	172
Figura 5.101- Rolamento C 2314.	173
Figura 5.102- Caixa de rolamento SNL 517.	173
Figura 5.103- Dados acoplamento AGD 25	174
Figura 5.104- Acoplamento AGD 25	175
Figura 5.105-Vista em corte do acoplamento AGD 25.	175
Figura 5.106-Representação esquemática do sistema de translação do carro.	176
Figura 5.107-Equação da deflexão carga central [11].	177
Figura 5.108- Diagrama de corpo livre da seção do eixo $E1$ do sistema de translação do carro.	179
Figura 5.109- Diagrama de corpo livre de $E1$ para o plano ZX.	179
Figura 5.110- Diagrama de corpo livre de $E1$ para o plano XY.	180
Figura 5.111- Diagrama de corpo livre de $E1$ sem carregamento.	181
Figura 5.112- Diagrama de corpo livre da seção do eixo $E2$ do sistema de translação do carro.	183
Figura 5.113- Diagrama de corpo livre da seção do eixo $E3$ do sistema de translação do carro.	185
Figura 5.114- Representação de $E1$	187
Figura 5.115- Representação de $E2$	187
Figura 5.116- Representação de $E3$	187
Figura 5.117- Representação do truque do carro e suas medidas em relação ao eixo de rotação das rodas do carro.	188
Figura 5.118-Diagrama de corpo livre da viga $C1$	189
Figura 5.119-Diagrama de corpo livre para o plano ZX da viga $C1$	190
Figura 5.120-Diagrama de corpo livre para o plano XY da viga $C1$	190
Figura 5.121-Diagrama de corpo livre para o plano XY da viga $C1$ para uso no Mdsolids..	191
Figura 5.122-Diagrama de corpo livre para o plano ZY da viga $C1$	191
Figura 5.123-Diagrama de corpo livre da viga $C1$ sem carregamento.	193
Figura 5.124-Viga $C1$ em corte.	194
Figura 5.125-Vista isométrica da viga $C1$	196
Figura 5.126-Carregamento e fixação $C1$	197
Figura 5.127-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	197
Figura 5.128-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado. ...	198
Figura 5.129-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	198
Figura 5.130-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.	199
Figura 5.131-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 14.	200
Figura 5.132-Tensão máxima de 21,377 MPa.	200
Figura 5.133-Tensão mínima de 1,481 MPa.	201
Figura 5.134-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 16.	201
Figura 5.135-Tensão máxima de 98,083 MPa.	202
Figura 5.136-Tensão mínima de 7,217 MPa.	202
Figura 5.137-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,38.	203
Figura 5.138-Tensão máxima de 70,718 MPa.	203
Figura 5.139-Tensão mínima de 25,355 MPa.	204

Figura 5.140-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,94.....	204
Figura 5.141-Tensão máxima de 62,634 MPa.	205
Figura 5.142-Tensão mínima de 50,404 MPa.	205
Figura 5.143-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,2.....	206
Figura 5.144-Tensão máxima de 73,226 MPa.	206
Figura 5.145-Tensão mínima de 5,552 MPa.	207
Figura 5.146-Fator de segurança nas rodas do carro maior que 3.....	208
Figura 5.147-Dimensões finais das rodas do carro.	209
Figura 5.148- Vista superior das soldas nos suportes das polias fixas.....	212
Figura 5.149- Representação das soldas em A1.....	213
Figura 5.150-Representação das soldas na viga C1.....	214
Figura 6.1-Primeiro quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.	216
Figura 6.2 - Segundo quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.	217
Figura 6.3-Terceiro quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.....	218
Figura 6.4-Perfil padrão de trilho para pontes rolantes 30 lb.....	220
Figura 6.5-Metodo de calculo para seleção dos amortecedores do fabricante Magral amortecedores.....	221
Figura 6.6-Dados do amortecedor selecionado.	222
Figura 6.7-Chave de fim de curso modelo SC-1921.....	222
Figura 6.8-Motorreductor da ponte rolante selecionado.	225
Figura 6.9-Motor do motoredutor da ponte rolante selecionado.....	225
Figura 6.10- Dados técnicos do acoplamento selecionado para a ponte rolante.....	226
Figura 6.11-Diagrama de corpo livre para as reações em cada roda na direção dos trilhos da ponte rolante.	228
Figura 6.12-Rolamento selecionado para a ponte rolante.	228
Figura 6.13-Caixa de mancal selecionada para a ponte rolante.	229
Figura 6.14- Vista em corte da roda da ponte rolante com as dimensões determinadas por norma.....	230
Utilizando-se a norma [12], selecionou-se o modelo A60 com diâmetro interno de 57 mm, largura de 2,15 mm e capacidade de 46,6 kN, como pode ser visto na Fig. (6.15)	230
Figura 6.15-Norma [12] e o modelo A60.....	231
Figura 6.16-Vista em corte do eixo P1.....	231
Figura 6.17-Diagrama de corpo livre de P1.	232
Figura 6.18-Diagrama de corpo livre de P1 sem carregamento.	232
Figura 6.19-Representação com cotas do sistema de translação da ponte rolante.	235
Figura 6.20-Diagrama de corpo livre de P2.	235
Figura 6.21-Distância entre os furos de fixação dos grampos do trilho- [19].....	238
Figura 6.22-Diagrama de corpo livre da viga D1 com carregamento máximo.....	239
Figura 6.23-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZX.	240
Figura 6.24-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano XY.	240
Figura 6.25-Diagrama de corpo livre para a viga D1para o plano ZY.....	241
Figura 6.26-Diagrama de corpo livre da viga D1 sem carregamento.	243
Figura 6.27-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZX sem carregamento.	243
Figura 6.28-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZY sem carregamento.	244
Figura 6.29-Vista em corte do perfil da viga D1 para a seção de maior seção.	245
Figura 6.30-Vista em corte do perfil da viga D1 para a seção de menor área transversal.	247
Figura 6.31- Equação da deflexão - Apoio simples- [11].	248
Figura 6.32-Representação da viga D1.	249
Figura 6.33-Fixação e carregamento na viga D1.	249
Figura 6.34-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	250
Figura 6.35-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	250

Figura 6.36-Representação da tensão máxima em D1.	251
Figura 6.37-Representação do fator de segurança de D1.	251
Figura 6.38-Representação da tensão mínima em D1.	252
Figura 6.39-Diagrama de corpo livre de D2 para carregamento máximo.	253
Figura 6.40-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZX.	254
Figura 6.41-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano XY.	254
Figura 6.42-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZY.	255
Figura 6.43-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZX sem carregamento.	256
Figura 6.44-Vista em corte da menor seção de D2-cotas estão em mm	257
Figura 6.45-Representação de D2.	259
Figura 6.46-Representação das cargas e da fixação de D2.	259
Figura 6.47-Representação da malha de elementos finitos utilizada em D2.	260
Figura 6.48-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	260
Figura 6.49-Representação das tensões máximas em D2.	261
Figura 6.50-Representação do fator de segurança em D2.	261
Figura 6.51-Representação das tensões mínimas em D2.	262
Figura 6.52-Representação da espessura da alma da roda da ponte rolante.	263
Figura 6.53-Representação do fator de segurança da roda da ponte rolante.	264
Figura 6.54-Representação do fator de segurança do suporte dos amortecedores da ponte rolante.	265
Figura 6.55- haste frontal de acionamento da chave de fim de curso.	265
Figura 6.56- haste traseira de acionamento da chave de fim de curso.	265
Figura 6.57-Representação do fator de segurança do suporte do mancal lateral da ponte rolante.	266
Figura 6.58- Soldas entre o suporte dos amortecedores e D1.	268
Figura 6.59-Soldas entre D1 e D2.	269
Figura 6.60-Grampos para modelo de trilho de 30 lb.	270
Figura 6.61-Espaçamento entre os grampos.	270
Figura 7.1-Quadro esquemático do projeto dos trilhos da ponte rolante.	271
Figura 7.2-Perfil de trilho padrão selecionado para a ponte rolante 60 lb[19].	273
Figura 7.3- Diagrama de corpo livre com carga da viga de suporte aos trilhos T1.	274
Figura 7.4- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZX.	274
Figura 7.5- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano XY.	275
Figura 7.6- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZY.	275
Figura 7.7- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZX sem carregamento.	277
Figura 7.8- Vista em corte de T1.	278
Figura 7.9-Vista isométrica da viga T1.	280
Figura 7.10-Carregamento e fixação T1.	280
Figura 7.11-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	281
Figura 7.12-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	281
Figura 7.13-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	282
Figura 7.14-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.	282
Figura 7.15-Representação das tensões mínimas em T1.	283
Figura 7.16- Soldas internas de T1.	284
Figura 7.17-Diagrama de corpo livre da coluna T2.	285
Figura 7.18- Vista em corte de T2.	286
Figura 7.19- Tipos de engastamento e valores teóricos de K.	288
Figura 7.20-Vista isométrica da viga T2.	289
Figura 7.22-Carregamento e fixação T2.	290
Figura 7.23-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.	290

Figura 7.24-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.	291
Figura 7.25-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.	291
Figura 7.26-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.	292
Figura 7.27-Representação das tensões mínimas em T2.	292
Figura 7.28- Soldas entre o suporte dos amortecedores e T1.	295
Figura 7.29-Soldas entre D1 e D2.	296
Figura 7.30-Grampos para modelo de trilho de 60 lb.	296
Figura 7.31-Espaçamento entre os grampos.	297
Figura 9.1-Pintura típica de uma ponte rolante (http://www.demagcranes.com.br/files/content/sites/br/files/Products/Anwendungsbeispiele/Prozesskrane/39339-1.jpg).	301
Figura 9.2-Ponte rolante com botoeira.(http://www.pfgprevencao.com/cursos/ponte-rolante/)	302
Figura 12.1-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.	308
Figura 12.2-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa MATLAB.	308
Figura 12.3-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.	309
Figura 12.4-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.	310
Figura 12.5-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa MATLAB.	310
Figura 12.6-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.	311
Figura 12.7-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.	312
Figura 12.8-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.	312
Figura 12.10-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.	314
Figura 12.11-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.	314
Figura 12.12-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.	320
Figura 12.13-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.	320
Figura 12.14-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	321
Figura 12.15-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	321
Figura 12.16-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	321
Figura 12.17-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	322
Figura 12.18-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab.	322
Figura 12.19-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab.	322
Figura 12.20-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	323
Figura 12.21-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	323
Figura 12.22-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	324
Figura 12.23-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	324
Figura 12.24-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	324
Figura 12.25-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	325
Figura 12.26-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab.	325
Figura 12.27-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	325
Figura 12.28-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	326
Figura 12.29-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	327
Figura 12.30-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	327
Figura 12.31-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	327
Figura 12.32-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	328
Figura 12.33-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.	328
Figura 12.34-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.	328
Figura 12.35-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	329
Figura 12.36-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	329
Figura 12.37-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.	329
Figura 12.38-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	330

Figura 12.90-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.	356
Figura 12.91-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	356
Figura 12.92-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	356
Figura 12.93-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	357
Figura 12.94-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	357
Figura 12.95-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.	357
Figura 12.96-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	358
Figura 12.97-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	358
Figura 12.98-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.	358
Figura 12.99-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	359
Figura 12.100-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	359
Figura 12.101-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Mdsolids.	359
Figura 12.102-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	360
Figura 12.103-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	360
Figura 12.104-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	361
Figura 12.105-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	361
Figura 12.106-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	361
Figura 12.107-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	362
Figura 12.108-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.	362
Figura 12.109-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.	362
Figura 12.110-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	363
Figura 12.111-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	363
Figura 12.112-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.	364
Figura 12.113-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.	364

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1. Constantes de aproximação da curva de potência.	20
Tabela 4.2- Valor dos raios das polias e do moitão.	22
Tabela 4.3- coeficientes geométricos das ranhuras do tambor de enrolamento.	26
Tabela 5.1- Elementos e os esforços que causam	98
Tabela 5.2- Elementos e os esforços que causam-suporte polias fixas.	101
Tabela 5.3- Elementos e os esforços que causam em ambos os suportes	107
Tabela 5.4- Elementos e os esforços que estes causam-Viga A1	115
Tabela 5.5- Elementos e os esforços que causam na viga A1 para o equipamento em repouso e sem carga	119
Tabela 5.6- Elementos e os esforços que causam viga B1 e B2	130
Tabela 5.7- Módulo, direção e sentido dos esforços atuantes na Viga B1	130
Tabela 5.8- Elementos e os esforços que causam na viga B1 para o equipamento em repouso e sem carga	135
Tabela 5.9- Elementos e os esforços que causam viga B1 e B2	144
Tabela 5.10- Módulo, direção e sentido dos esforços atuantes na Viga B2	144
Tabela 5.11- Esforços sobre cada roda devido ao peso.	164
Tabela 5.12- Elementos e sua massa.	167
Tabela 5.13- elementos fixados em C1	189
Tabela 5.14- Elementos projetados e seus fatores de segurança.	207
Tabela 5.15- Dados dos parafusos e seus modelos.	210
Tabela 6.1- esforços antigos e esforços corrigidos.	223
Tabela 6.2- sobre a ponte devido a movimentação do carro.	227
Tabela 6.3- Elementos sobre D1.	238
Tabela 6.4- Dados dos parafusos e seus modelos.	267
Tabela 7.1- Dados dos parafusos e seus modelos.	293
Tabela 8.1-Tabela orçamentaria do projeto.	298

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

T'	Tração do cabo aço no sistema de içamento	[mm]
D_e	Diâmetro mínimo das polias	[mm]
L_p	Comprimento circular para cabo de aço	[mm]
r_m	Raio do moitão	[mm]
r_f	Raio da polia fixa	[mm]
r_e	Raio da polia equalizadora	[mm]
p	Passo da ranhura no tambor de enrolamento	[mm]
r	Raio do filete da ranhura no tambor de enrolamento	[mm]
R	Raio da ranhura do tambor de enrolamento	[mm]
H	Profundidade da ranhura	[mm]
s	Passo da ranhura	[mm]
D	Diâmetro do tambor	[mm]

H_i	Altura total de elevação	[mm]
L	Comprimento de enrolamento	[mm]
W	Espessura da parede do tambor	[mm]
T_i	Torque de içamento	[kN·m]
V_A	Força resistiva no apoio a	[kN]
V_B	Força resistiva do apoio b	[kN]
Q	Esforço cortante da seção	[kN]
M	Momento fletor da seção	[kN·m]
σ_x	Composição das tensões normais	[kN/m ²]
yy	Distância entre a linha neutra e a superfície	[mm]
I_{zz}	Momento de inércia da área transversal	[mm ²]
τ	Composição do esforço cisalhante	[kN·m]
M_t	Momento torçor	[kN·m]
c	Distância entre a linha neutra e a superfície	[mm]
I_p	Momento polar de inércia	[mm ²]
O_c	Centro do círculo de mohr	[kN/m ²]
r_h	Raio do círculo mohr	[kN/m ²]
σ_{comp}	Tensão de aperto no tambor de enrolamento	[kN/m ²]
S	Metade da tração nos cabos de aço	[kN]
σ'	Tensão por falha de energia de distorção	[kN/m ²]
t	Espessura efetiva	[mm]
l	Comprimento efetivo	[mm]
λ_y	Limite de resistência a tração do metal base	[kN/m ²]
λ_w	Limite de resistência a tração do metal de solda	[kN/m ²]
A_w	Área transversal do cordão de solda	[m ²]
Rd_1	Resistência da solda para o metal base	[kN]
Rd_2	Resistência da solda para o metal de solda	[kN]
h_d	Espessura do disco da lateral do tambor de enrolamento	[m]
D_d	Diâmetro do disco	[m]
V_d	Volume do disco	[m ³]
h_c	Altura do corpo do tambor de enrolamento	[m]
d	Diâmetro interno do tambor de enrolamento	[m]
V_c	Volume do corpo do tambor de enrolamento	[m ³]
g	Gravidade	[m/s ²]
E	Módulo de elasticidade	[GPa]
S_e	Limite de resistência a fadiga	[kN/m ²]
I	Momento de inércia da área transversal	[mm ²]
A	Área da seção transversal	[mm ²]
y	Peso específico	[kg/m ³]
ω	Rotação crítica	[rpm]
S_1	Tração do devido a carga de içamento	[kN]
S_2	Tração mínima para o fixador	[kN]
S_l	Carga de serviço	[kN]
V_l	Velocidade de içamento	[m/s]
σ_{misses}	Tensão por critério de MISES	[kN/m ²]
σ_{Tresca}	Tensão por critério de Tresca	[kN/m ²]
Q'	Carga suportada pelos rolamentos	[kN]
D_{et}	Diâmetro do eixo do tambor de enrolamento	[mm]
L_{10}	Vida nominal básica	[milhões de rotações]
L_{10H}	Vida nominal básica	[horas de operação]

$C1$	Classificação da carga dinâmica	[kN]
P	Carga dinâmica equivalente	[kN]
n_1	Velocidade de rotação	[rpm]
F	Força de esmagamento da chaveta	[kN]
S_{sy}	Limite de resistência ao cisalhamento	[MPa]
t_g	Espessura da chaveta	[mm]
l_g	Comprimento da chaveta	[mm]
M_{min}	Momento fletor mínimo	[kN·m]
M_m	Momento fletor médio	[kN·m]
M_a	Momento alternado	[kN·m]
T_m	Torque médio	[kN·m]
T_A	Torque alternado	[kN·m]

Grupos Adimensionais

NP	fator de majoração
N	fator de segurança
i	relação do sistema de polias
N_d	Fator de segurança
μ	Fator de atrito entre os cabos de aço e o tambor de enrolamento
n	Número de voltas para fixação
η_1	Rendimento da caixa de redução
η_2	Rendimento dos mancais de rolamento

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Um caso clássico onde a limitação humana impede a realização de determinadas tarefas são as operações de elevação e transporte de cargas. Durante toda a história, a humanidade não foi capaz de mover grandes cargas com a força de seus músculos, e por isso, o uso de equipamentos de elevação e transporte ou de um grande número de trabalhadores sempre foi necessário. Nos dias de hoje, utilizar trabalhadores para tal tarefa além de ser inviável é inseguro.

Neste contexto, o uso de equipamentos de elevação e transporte como guindastes, gruas, pórticos, empilhadeiras ou pontes rolantes se faz cada vez mais necessário. Basicamente, na conjuntura atual onde há cargas que não podem ser manuseadas de maneira manual e com segurança, existe a necessidade real de um equipamento de elevação e transporte.

Dentro desse contexto no prédio SG-09 que dentre outras instalações, inclui a oficina mecânica. Possui fundamental importância para a realização de diversas aulas práticas, ensaios laboratoriais e pesquisa para a execução dos inúmeros projetos de caráter construtivo.

Diariamente são movimentados diversos materiais como tubos, chapas, peças ou até mesmo equipamentos no já mencionado laboratório.

1.2 MOTIVAÇÃO

A dificuldade de movimentação de cargas sempre foi um problema no referido laboratório, principalmente devido às limitações de espaço físico e ao peso das cargas movimentadas. Dessa necessidade, surgiu a motivação do presente projeto, ou seja, encontrar uma solução que resolva o problema de movimentação de cargas no pátio da oficina.

Considerando as limitações físicas do local em questão, teve-se primeiramente que se fazer a seleção do tipo de solução que melhor atenda a situação para que, em um segundo momento, fosse feito o projeto da solução selecionada.

1.3 OBJETIVO

Este trabalho teve como objetivo prover um projeto de uma ponte rolante para a oficina do SG-09 de ENM/UnB. Durante a busca pela melhor solução, são apresentados diversos tipos de equipamentos de elevação e movimentação de cargas. Após a escolha da solução que mais se adequasse ao problema proposto, o projeto foi desenvolvido.

1.4 ORGANIZAÇÃO

O trabalho está organizado em doze capítulos. No primeiro, é apresentada uma introdução do projeto, onde a contextualização, motivação, objetivo e estrutura são discutidos. Os cinco capítulos seguintes e seus respectivos conteúdos são exibidos a seguir:

- Capítulo 2: Apresentação dos diferentes tipos de equipamentos de elevação e transporte. Um breve resumo sobre os tipos e funções das diversas máquinas de elevação e transporte.
- Capítulo 3: Definições de projeto: Escolha do tipo de equipamento e seleção do fator de segurança de projeto.
- Capítulo 4: Projeto da Ponte Rolante-Sistema de içamento. Consiste no projeto e seleção dos elementos envolvidos no sistema de içamento do equipamento, dos cabos de aço até o motor elétrico responsável pela movimentação vertical.
- Capítulo 5: Projeto do carro da ponte rolante. Etapa responsável pelo projeto da estrutura do carro e sistema de translação deste, bem como a seleção dos elementos envolvidos.
- Capítulo 6: Projeto da ponte rolante. Capítulo similar ao capítulo seis, trata do projeto da ponte e seu sistema de translação bem como a seleção dos elementos envolvidos.
- Capítulo 7: Projeto da estrutura de suporte dos trilhos. Este ponto do projeto aborda o projeto da estrutura metálica onde os trilhos, os quais a ponte rolante irá se mover, serão fixados.
- Capítulo 8: Custos de projeto. Apresentação do orçamento do projeto.
- Capítulo 9: Pintura e segurança. Capítulo que aborda os requisitos mínimos de segurança para a operação do equipamento.
- Capítulo 10: Conclusão. Este capítulo aborda uma breve análise do projeto fazendo-se um panorama do que foi realizado e o que poderia ter sido melhorado durante o projeto.
- Capítulo 11: Bibliografia.
- Capítulo 12: Anexos.

2 DISPOSIÇÕES GERAIS SOBRE EQUIPAMENTOS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE

2.1 CLASSIFICAÇÃO

A escolha do tipo do equipamento de elevação e transporte é uma tarefa complexa. Vários fatores precisam ser levados em conta para a seleção do tipo de equipamento a ser adquirido ou projetado. Tais fatores como tipo de carga, lugar de instalação, mão de obra para operação, custo e valores de depreciação influenciam muito na hora de se tomar uma decisão sobre o assunto. Dentre as classificações de máquinas de elevação existentes, as citadas abaixo são as mais comuns e mais usualmente utilizadas [01] (Rudenko-Maquinas de elevação e transporte-1976).

- Classificação cinemática: A classificação cinemática se dá com base na movimentação da massa do equipamento, ou seja, considera-se a massa de todo o sistema em seu centro de gravidade e analisa-se o percurso percorrido pelo mesmo. Atualmente existem métodos mais didáticos para classificar as inúmeras máquinas de elevação. Por tal motivo, este método de classificação não será exemplificado neste trabalho.
- Classificação operacional: Como o próprio nome já diz, essa classificação leva em conta a função a desempenhar do equipamento ou simplesmente a finalidade deste. Devido ao enorme número de operações que podem ser realizadas, a categorização de todos os equipamentos com base na operação não será feito neste trabalho.
- Características de projetos: Novamente o nome é autoexplicativo, trata-se da classificação na qual leva-se em conta o projeto do equipamento. Esta classificação será adotada por ser a mais didática. Interessante notar que, dentro desta classificação, existem outras subclassificações que são:
 - Guindastes: São equipamentos que possuem estruturas separadas para içar ou mover a carga. Estes podem ser móveis ou estacionários dependendo de sua operação.
 - Elevadores: É o grupo de máquinas de elevação que fazem o movimento vertical da carga por meio de guias, trilhos ou algum elemento mecânico que não seja formado por cabos.

2.2 ELEVADORES

Dentre os tipos de elevadores, têm-se os equipamentos que operam em edificações. Estes são equipamentos fixos e são utilizados tanto para transporte de cargas quanto para transporte de pessoas.

Existem dentro desta mesma classificação os elevadores móveis. Estes funcionam da mesma maneira que os anteriormente citados, com a diferença de que além de serem móveis, estes possuem um curso de movimentação menor. Normalmente são usados para realização de reparos ou movimentação de cargas para armazenagem. Este grupo apresenta um grande número de equipamentos que incluem empilhadeiras como na Fig. (2.1)



Figura 2.1- Empilhadeira típica realizando descarga (<http://www.bilden.com.br/venda/venda-empilhadeira/empilhadeira-eletrica.html>).

2.3 Guindastes de ponte e ou guindastes que se movem sobre trilhos

Basicamente consistem em dois tipos de equipamentos. Primeiramente existem os equipamentos que possuem estrutura central suspensa sobre um vão. Neste caso, os pórticos e as pontes rolantes, ambos possuem uma estrutura que corre sobre trilhos possuindo ou não um carrinho interno para posicionamento da carga. Ambos se movem sobre trilhos fixos.

Os pórticos (Fig. 2.3) são normalmente utilizados em instalações ao ar livre ou em instalações internas onde não é possível a instalação de trilhos suspensos, como ocorre para pontes rolantes (Fig. 2.3). Tanto os pórticos como pontes rolantes são utilizados para o transporte de altas cargas com aplicações na indústria, em especial na indústria naval para o caso de pórticos, e a indústria siderúrgica, para o caso de pontes rolantes. Neste subgrupo, existem os chamados semi pórticos. Estes são equipamentos similares a pórticos ou pontes rolantes, com a diferença de possuírem um lado da estrutura apoiado em trilho suspenso e o outro lado apoiado em trilho fixo ao chão (para melhor

entendimento, verificar a Fig. 2.4). O segundo tipo de equipamento que se move sobre trilhos são as talhas (Fig. 2.5). Talhas são equipamentos que operam com apenas um trilho. Sendo este exclusivamente suspenso, estas não possuem autopropulsão, como acontece em pórticos ou pontes rolantes. Possuem grande uso em instalações industriais, pois desempenham a função de movimentação de pequenas cargas em instalações internas. Podem ser encontradas em casos especiais sendo utilizadas em construções civis, mas não com tanta frequência quanto são encontradas em indústrias ou fabricas.



Figura 2.2-Ponte rolante utilizada em instalação interna (<https://portogente.com.br/portopedia/guindaste-73053>).



Figura 2.3-Pórtico tipo talha sendo utilizado em instalação externa (<http://www.ventowag.com.br/portico-rolante-univiga-work-pw-20.php>).



Figura 2.4-Semi pórtico em instalação interna (<http://www.climber.com.br/produtos/semi-portico/univiga>).



Figura 2.5-Talha utilizada para movimentação de pequenas cargas (<http://www.demagcranes.com.br/cms/site/br/page102336.html>).

2.4 Escolha do tipo de equipamento

Nos itens anteriores foram apresentados basicamente às duas divisões de máquinas de elevação e transporte, os elevadores e os guindastes e suas divisões internas. Os demais equipamentos que podem realizar pequenas operações de elevação e transporte não serão abordados por serem muito específicos e de grande variedade.

Apresentados os tipos básicos de equipamentos de elevação e transporte, pode-se partir para análise do problema. Desconsiderando a área onde estão instalados os equipamentos, o laboratório de processos de fabricação possui um vão livre de aproximadamente 35,38 metros de comprimento por 3 metros e meio de largura e 5,7 m de altura. A planta baixa do local de atuação do equipamento pode ser verificada na Fig. (2.6), enquanto que a Figura (2.7) dá uma melhor dimensão do local de atuação do equipamento. Neste local, é possível realizar a movimentação e içamento das cargas. A capacidade de carga deve ser de 10 toneladas.

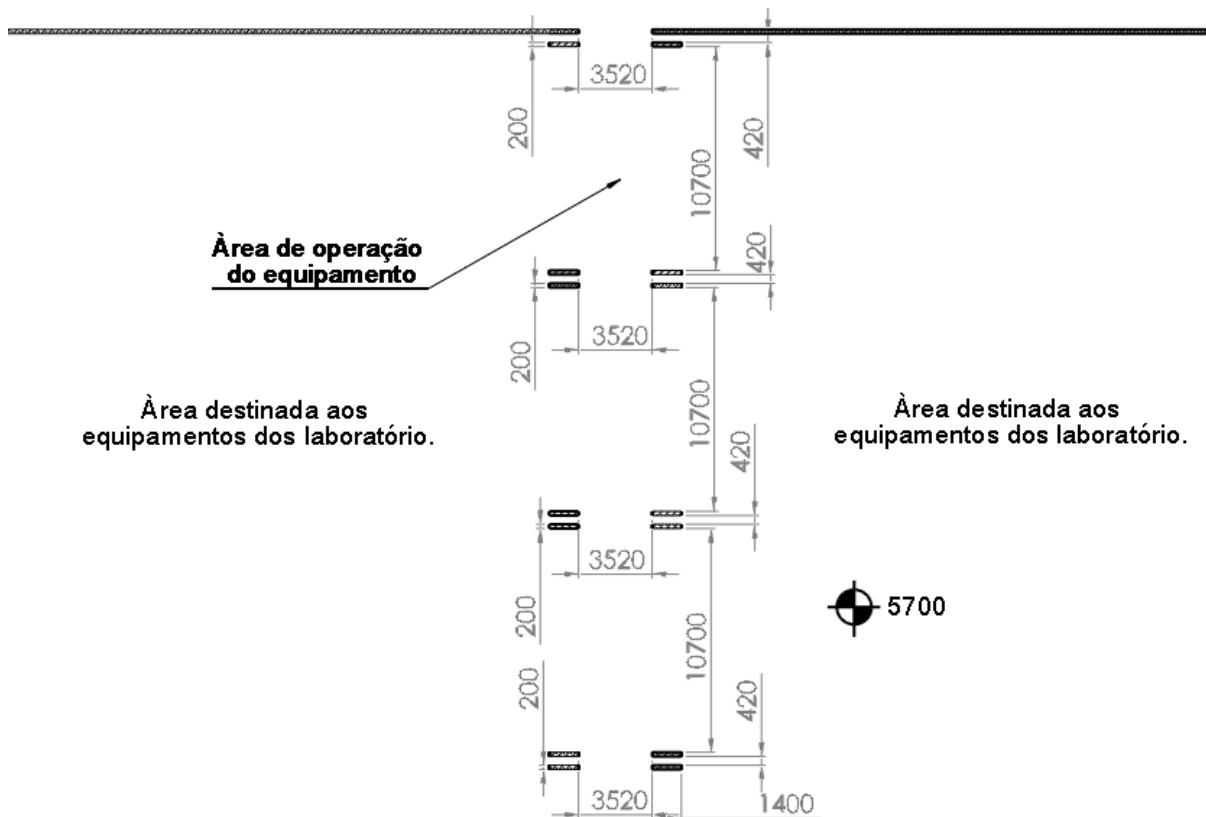


Figura 2.6-Planta baixa do local de atuação do equipamento de elevação e transporte.



Figura 2.7-Foto do local de atuação do equipamento de elevação e transporte.

Analisando o espaço disponível, conclui-se que existe a possibilidade de adoção de quatro opções para o problema em questão. Tais propostas são: a aquisição de uma empilhadeira, o projeto, construção e instalação de um pórtico, o projeto, construção e instalação de uma talha elétrica e, da mesma maneira, o projeto, construção e instalação de uma ponte rolante.

Dentre as possibilidades de equipamentos de elevação e transporte apresentados, selecionou-se o projeto de uma ponte rolante. Esta opção foi escolhida por permitir uma maior capacidade de carga em comparação a uma empilhadeira. Em comparação com um pórtico, a opção da ponte rolante se mostrou melhor por não comprometer a operação da oficina com a instalação de trilhos em seu piso, ou de impedir a livre passagem de pessoas dependendo de sua posição. Em comparação com o projeto de uma talha, o projeto de uma ponte rolante se mostrou mais vantajoso por dois motivos: a ponte rolante apresenta maior mobilidade de movimentação de carga, já que esta possui três graus de liberdade de movimentação, enquanto a talha possui apenas dois. O segundo motivo é de que a talha não se move sozinha sendo necessário esforço humano para a movimentação da mesma, enquanto a ponte rolante se movimenta por propulsão própria.

3 DEFINIÇÕES DE PROJETO

3.1 APRESENTAÇÃO.

Para o projeto da ponte rolante será utilizada a o fluxo de projeto proposto por Arthur Tamasuskas [02](Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte rolante – aplicação não-siderúrgica, Arthur Tamasauskas, São Paulo, 2000).

3.2 FLUXOGRAMA GERAL DO PROJETO

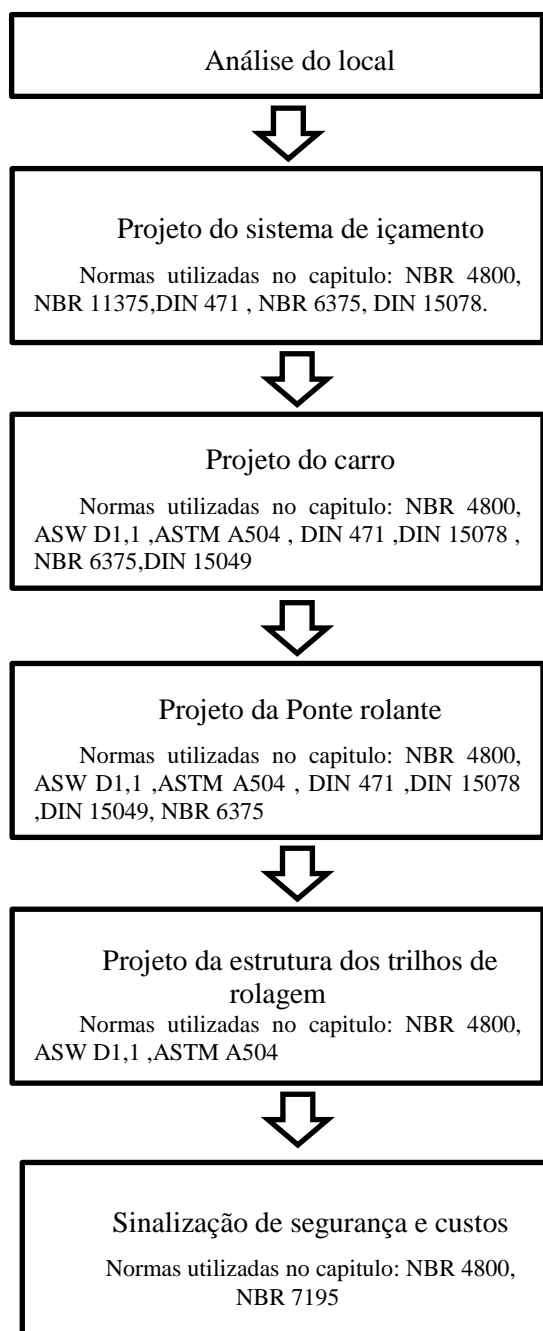


Figura 3.1- Fluxograma Geral do projeto.

3.3 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA DE PROJETO

Em um projeto, o fator de segurança é de fundamental importância. Um fator de segurança baixo pode ocasionar problemas ao projeto e um fator de segurança muito alto pode tornar o projeto inviável. Dessa forma, a experiência de projeto é de extrema importância para a determinação do mesmo, entretanto é possível determinar um fator de segurança de maneira racional sem ter uma grande experiência na área.

O método a seguir [03] (Projeto Mecânico de Elemento de Máquinas, Jack A. Collins, Editora LTC, Rio de Janeiro, 2006) permite chegar a um fator de segurança mesmo não tendo uma grande experiência no assunto. Para tal, considera-se cada fator separadamente. Tais fatores são:

1. A precisão com que podem ser determinadas as cargas, forças, deflexões ou outros agentes indutores de falha.
2. A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade de carregamento podem ser determinados a partir das forças ou de outros fatores indutores de falha.
3. A precisão com que as resistências à falha ou outras medidas de falha podem ser determinadas para o material selecionado, segundo o modo de falha adequado.
4. A necessidade de se restringir o material, peso, espaço ou custo.
5. A gravidade das consequências da falha em termos de vidas humanas e/ou danos à propriedade.
6. A qualidade da mão de obra na fabricação.
7. As condições de operação.
8. A qualidade da inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação.

Para cada fator será atribuído um fator de majoração de -4 a + 4, sendo que cada fator de penalização (NP) tem os seguintes significados:

- NP=1 - Mudança levemente necessária no fator de segurança.
- NP=2 - Mudança moderadamente necessária no fator de segurança.
- NP=3 - Mudança fortemente necessária no fator de segurança.
- NP=4 - Mudança extremamente necessária no fator de segurança.

Para os sinais de todos os NP, se houver necessidade de aumentar o fator de segurança, o sinal de + será utilizado, e caso haja a necessidade de diminuir o fator de segurança, o sinal de - será adotado.

Com os valores de cada fator de penalização faz-se o somatório de tudo por meio da Eq. (1) e substitui-se o resultado na Eq. (2).

$$t'' = \sum_{i=1}^8 (NP)_i \quad (1)$$

$$N = 1 + \frac{(10+t'')^2}{100} \quad (2)$$

Utilizando este método, o fator de segurança nunca será menor que 1,5 e raramente será maior que 5.

A seguir, apresentam-se os fatores utilizados para se determinar o fator de segurança.

1. NP=1 - Sendo mais conservador, considerou-se que nem todas as cargas podem ser determinadas com 100% de certeza.
2. NP=2 - Neste item o valor de NP ficou igual a dois devido a tensões residuais que podem surgir devido a soldas e problemas na fabricação.
3. NP=0 - Para este item, nem se aumentou nem se diminuiu o fator de segurança, já que a confiabilidade depende do fornecedor/fabricante.
4. NP=0 - Novamente foi considerado o NP de tal maneira que não aumente nem diminua o fator de segurança, pois acredita-se que os fatores de restrição para peso, espaço e custo irão se anular, já que o objetivo é um equipamento durável e robusto, mas de custo não muito elevado.
5. NP=1 - Aqui se aumentou o fator de segurança sem ser alarmista. O local não possui um grande fluxo de pessoas. Além disso, em caso de acidente, os danos ao patrimônio não seriam catastróficos.
6. NP=1 - Considerando que grande parte dos componentes deste projeto são selecionados, e consequentemente não serão projetados, o fator NP=1 se faz justo para compreender os poucos componentes que serão de fabricação própria ou terceirizados e que não irão possuir uma confiabilidade de 100%.
7. NP=-1 - Para tal fator foi considerado um leve desconto, já que o equipamento estará abrigado e será operado por pessoal capacitado e com experiência com máquinas.
8. NP=0 - Novamente tal fator depende da qualidade do serviço prestado na manutenção do equipamento. Logo, manter o fator igual à zero ao invés de mudar o mesmo se mostrou razoável.

Por fim, obteve-se o valor de $t=4$, que substituído na Eq. (2) retorna o fator de segurança geral de 2,94. Tal fator de segurança significa na prática que todos os elementos possuirão no mínimo 2,94 como fator de segurança.

4 PROJETO DO SISTEMA DE IÇAMENTO

4.1-FLUXOGRAMA PARA PROJETO DO SISTEMA DE IÇAMENTO.

As Figuras (4.1) e (4.2) mostram um quadro esquemático geral das etapas a serem seguidas para o projeto do sistema de içamento.

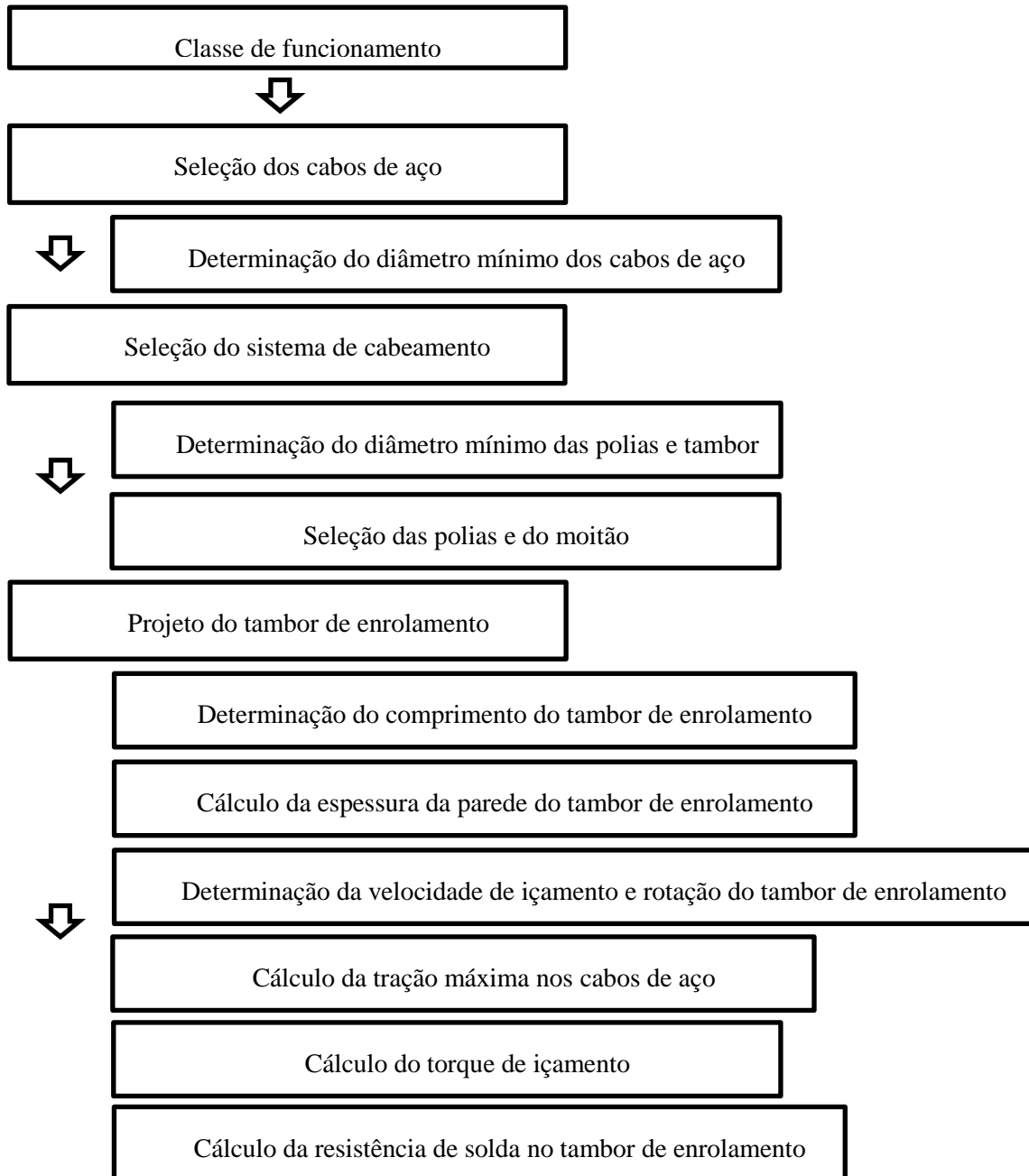


Figura 4.1-Primeiro quadro esquemático parcial do sistema de içamento.

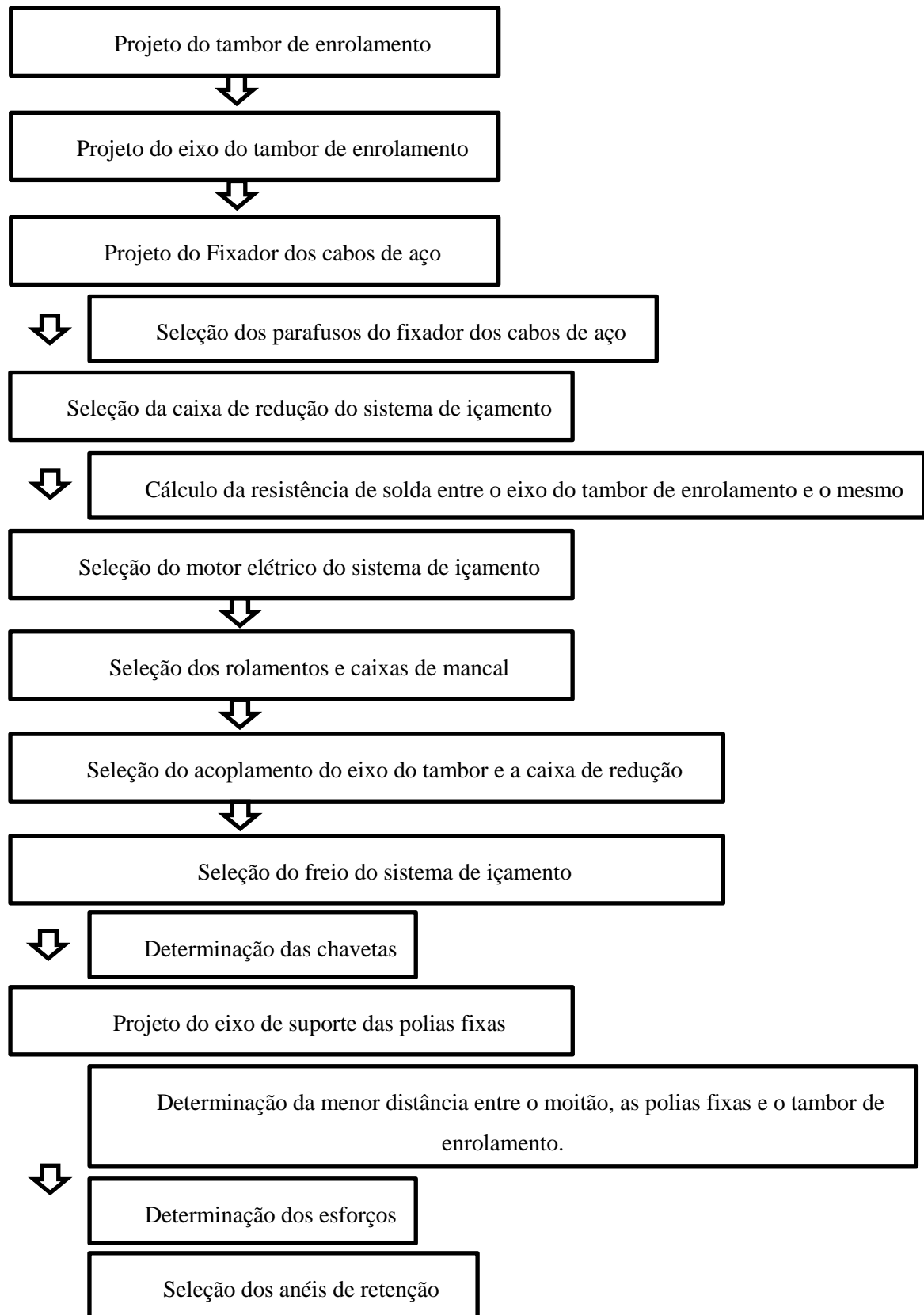


Figura 4.2-Segundo quadro esquemático parcial do sistema de içamento.

4.1.1 Considerações do projeto do sistema de içamento.

O sistema de içamento é o primeiro sistema que deve ser projetado em um equipamento de manuseio de carga. O projeto de um equipamento de manuseio carga inicia-se pelo elemento mais externo e dá-se sequencia no projeto em direção aos elementos mais internos. Em um equipamento de elevação e transporte os elementos mais externos são os cabos de aço. Entretanto antes mesmo da escolha do sistema de cabeamento e seleção dos cabos de aço deve-se determinar as condições de contorno no equipamento, mais precisamente as principais restrições de projeto.

Neste projeto sabe-se que a carga nominal a ser içada é de 10 toneladas. O equipamento irá operar no laboratório de processos de fabricação do departamento de engenharia mecânica da Universidade de Brasília. Logo se conclui que será um equipamento que não irá operar em sua carga plena em todo o tempo e que deverá ter uma velocidade de içamento razoável. Dadas às dimensões do local percebe-se de imediato que o equipamento deverá ser enxuto e ter o as menores dimensões possíveis.

Com estas restrições, principalmente a carga nominal e as restrições geométricas optou-se por utilizar um sistema de cabeamento gêmeo de 12 cabos. Tal sistema de cabeamento permite que somente um sexto da carga seja transferida para o motoredutor do sistema de içamento, oque evidentemente permite o uso de um motoredutor menor.

Após a seleção previa do tipo do sistema de içamento iniciou-se o processo de seleção dos cabos de aço. Com os cabos selecionados pôde-se selecionar as polias fixas e o moitão com base na carga que cada um será submetido e no diâmetro mínimo de cada elemento determinado por norma. Seguindo o fluxograma de projeto adotado projetou-se o tambor de enrolamento dos cabos de aço, este fora projetado de maneira que os cabos não sejam enrolados em camadas sobrepostas. Tal medida foi adotada por orientação do fabricante dos cabos de aço com o intuito de aumentar a vida útil dos mesmos.

Com o tambor projetado projetou-se e selecionou-se os elementos que estão acoplados a este. Primeiro projetou-se o eixo do tambor bem como as soldas de união deste com o tambor. Em seguida selecionou-se o motoredutor do sistema de içamento, os rolamentos, o freio do sistema de içamento, as chavetas e os anéis de retenção.

Após o projeto e seleção dos elementos relacionados ao tambor de enrolamento projetou-se o eixo das polias fixas. Para este eixo considerou-se a situação desfavorável de movimentação e içamento que poderiam provocar a saída dos cabos das polias fixas. De maneira similar ao eixo do tambor após o projeto do eixo das polias fixas selecionou-se os anéis de retenção deste levando em consideração as condições de contorno utilizadas no projeto do eixo das polias fixas.

4.2 CLASSE DE FUNCIONAMENTO.

Para a determinação dos cabos de aço, primeiramente deve-se determinar o grupo de mecanismo. Estes são classificados basicamente em dois critérios:

- Classe de funcionamento: esta classificação é sobre o tempo de uso do equipamento, o número de horas de funcionamento sem pausas e o tempo fora de funcionamento do equipamento. Pode ser determinado segundo a [04] ABNT NBR 8400, utilizando-se a Fig. (4.3):

Tabela 20 - Classe de funcionamento		
Classe de funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V0,25	$t_m \leq 0,5$	≤ 800
V0,5	$0,5 < t_m \leq 1$	1600
V1	$1 < t_m \leq 2$	3200
V2	$2 < t_m \leq 4$	6300
V3	$4 < t_m \leq 8$	12500
V4	$8 < t_m \leq 16$	25000
V5	$t_m > 16$	50000

Notas: a) Os tempos diários de funcionamento são considerados para uma utilização na velocidade nominal do mecanismo.
b) As classes V1 a V5 referem-se a mecanismos utilizados de modo regular.
c) A classe V0,5 refere-se principalmente a movimentos para trazer o equipamento a uma posição determinada e a partir da qual uma série de operações se efetua sem utilização deste movimento (por exemplo: translações de grua portuária).
d) A classe V0,25 se refere a movimentos de utilização casual.
e) As durações de uso da terceira coluna devem ser consideradas como valores convencionais, servindo de base ao cálculo de elementos de mecanismos, para os quais o tempo de utilização serve de critério para a escolha do elemento (rolamentos, engrenagens em certos métodos).
f) A duração total de utilização não pode em caso algum ser considerada como garantia de vida útil.

Figura 4.3-Classe de funcionamento [04].

O tempo estimado de uso diário foi de 2 a 4h. Logo, obtém-se a classe de funcionamento V2 para este projeto.

- Estado de solicitação: tal classificação se caracteriza por mensurar o quanto do seu tempo diário um grupo de mecanismo trabalha em sua capacidade máxima. Pode ser selecionado segundo o quadro da Fig. (4.4) referente à [04].

Tabela 21 - Estado de solicitação dos mecanismos		
Estados de solicitação	Definição	Fração da solicitação máxima
1	Mecanismos ou elementos de mecanismos sujeitos a solicitações reduzidas e raras vezes a solicitações máximas	$P = 0$
2	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos, durante tempos sensivelmente iguais, a solicitações reduzidas, médias e máximas	$P = 1/3$
3	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos na maioria das vezes a solicitações próximas à solicitação máxima	$P = 2/3$

Figura 4.4-Estado de solicitação [04].

Prevendo-se o uso raro da capacidade máxima de 10 toneladas e com base na movimentação de cargas no local atualmente, foi selecionado o estado de solicitação 2 ou solicitações médias durante a operação.

Utilizando as duas maneiras de diferenciar os tipos de mecanismos citadas anteriormente, chega-se à classificação cruzada, que servirá como base para determinar diversos componentes do projeto. Com base no tipo de serviço e sua intensidade, do quadro da [04] da Fig. (4.5) obtém-se:

Tabela 23 - Grupos dos mecanismos

Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3 m	4 m
2	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m
3	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m	5 m

Figura 4.5-Grupos de mecanismos [04].

Assim, obteve-se o estado de solicitação = 2 e classe de funcionamento = V2. Portanto, o grupo de mecanismo é igual a 2m.

4.3 SELEÇÃO DOS CABOS DE AÇO

Usando a norma [04], calcula-se o diâmetro mínimo dos cabos utilizando-se a Eq. (3):

$$d_c = Q' \sqrt{T'} \quad (3)$$

Sendo que Q' pode ser determinado com base no grupo de mecanismo através do quadro apresentado na Fig. (4.6) da [04]. T' refere-se à carga máxima suportada por cabo e pode ser encontrada com os fatores de projeto existentes.

Tabela 27 - Valores mínimos de Q

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	0,265	0,280
1 Am	0,280	0,300
2 m	0,300	0,335
3 m	0,335	0,375
4 m	0,375	0,425
5 m	0,425	0,475

Figura 4.6-Valores mínimos de Q' [04].

O valor de Q' é igual a 0,335 para cabo não rotativo e grupo de mecanismo 2m. A escolha de cabo não rotativo foi feita de maneira a ser mais conservador nos cálculos.

O sistema de cabeamento selecionado foi o sistema de cabeamento gêmeo de 12 cabos conforme a Fig. (4.7).

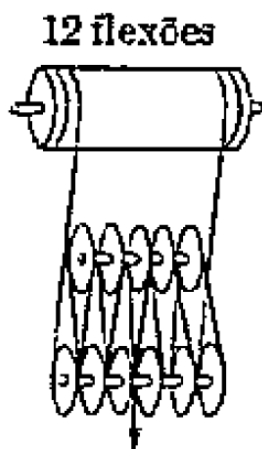


Figura 4.7-Representação do sistema de cabeamento [01]

Tal sistema de cabeamento gêmeo permite uma melhor distribuição das tensões entre os cabos, faz com que a tração nos cabos seja constante, e apresenta a vantagem de se utilizar apenas um único cabo de aço, existiam outras configurações de cabos de aço, entretanto não é possível encontrar no mercado nacional moitões para um numero de cabos maior.

O valor de T' foi determinado com base na carga máxima a ser içada de 10 t dividida pelo número de cabos =12, que em daN [04] é igual a $9806,64 / 12 = 817,22$ daN. Substituindo-se na formula do diâmetro mínimo, encontra-se $d_c = 9,57$ mm.

Com base no diâmetro mínimo do cabo e na carga mínima, foi selecionado o cabo CIMA F 6X41WS + AACI de 11,5 mm de diâmetro. A Figura (4.8) apresenta as especificações do cabo selecionado.



Diâmetro		Massa Aprox. kg/m	Carga de Ruptura mínima em tf	
mm	pol		IPS	EIPS
6,40	1/4"	0,173	2,70	-
8,00	5/16"	0,266	4,15	-
9,50	3/8"	0,399	5,96	-
11,50	7/16"	0,538	8,10	-
13,00	1/2"	0,695	10,50	-
14,50	9/16"	0,879	13,20	-
16,00	5/8"	1,044	16,20	18,70
19,00	3/4"	1,520	23,40	26,80
22,00	7/8"	2,073	31,80	36,10
26,00	1"	2,610	41,50	47,00
29,00	1 1/8"	3,456	52,50	59,00
32,00	1 1/4"	4,230	64,80	72,60
35,00	1 3/8"	5,086	78,40	87,20
38,00	1 1/2"	5,918	93,30	103,30
42,00	1 5/8"	7,368	-	122,00
45,00	1 3/4"	8,387	-	141,00
52,00	2"	11,159	-	183,70
57,20	2 1/4"	13,821	-	232,50

Torções: TRD ou TRE Acabamentos: Galvanizado ou Polido

- Outros diâmetros poderão ser fabricados sob consulta

- Para cabos com carga de ruptura mínima superior às apresentadas na tabela acima, consulte nosso departamento técnico

Para conversão de unidades de medida, utilize o site do IPEM clicando no link abaixo:
<http://www.ipem.sp.gov.br/5mt/or2/index.htm>

Figura 4.8-Especificações cabo de aço 6X41WS [05] (Manual Técnico de cabos CIMAF).

Dividindo-se a carga máxima pelo número de cabos encontra-se a tração de 817,22 daN de esforço por cabo. Comparando com o limite máximo de cada cabo de 8,1 tf ou 7943,38 daN, nota-se que o fator de segurança de cada cabo individualmente é de 9,72.

4.4 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO MÍNIMO DAS POLIAS E DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.

Segundo a norma [04], o diâmetro mínimo das polias deve ser determinado levando-se em consideração o diâmetro dos cabos. Aplicando-se a Eq. (4):

$$D_e \geq H_1 \cdot H_2 \cdot D_c \quad (4)$$

Os coeficientes podem ser obtidos segundo os quadros retirados das Fig. (4.9), (4.10) e (4.11) [04].

Tabela 28 - Valores de H_1

Grupo de mecanismo	Tambores		Polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	16	16	16	18	14	16
1 Am	16	18	18	20	14	16
2 m	18	20	20	22,4	14	16
3 m	20	22,4	22,4	25	16	18
4 m	22,4	25	25	18	16	18
5 m	25	28	28	31,5	18	20

Nota: Para cabos de classificação 6 x 19 adotar os mesmos valores dos cabos não rotativos.

Figura 4.9-Valores de H_1 ([04])

Tabela 29 - Valores de H_2

W_T	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H_2	1	1,12	1,25

Figura 4.10-Valores de H_2 [04]

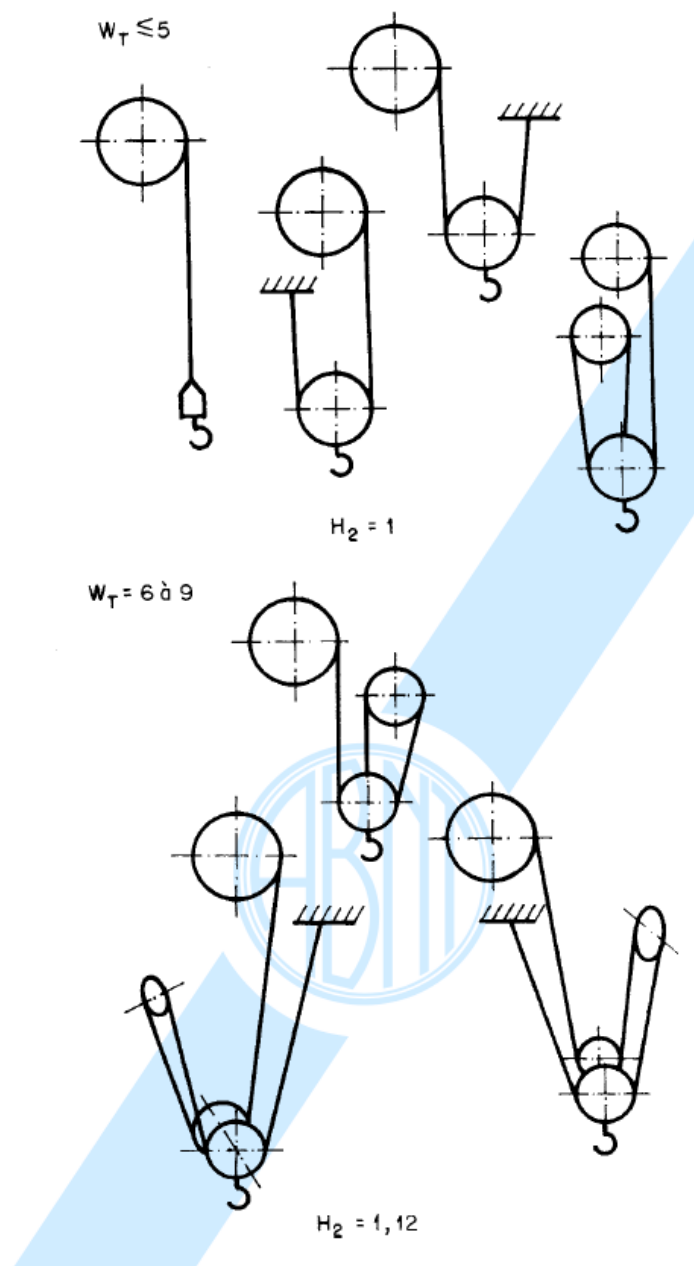


Figura 4.11-Visualização gráfica dos valores de H_2 [04]

Segundo a norma [04], existem basicamente quatro tipos de elementos que dependem do diâmetro do cabo de aço para seu projeto: polias móveis, polias fixas, polias equalizadoras e tambores.

Para as polias móveis e o tambor, a recomendação da norma é de usar $H_2=1$, já que W_T , que pode ser melhor entendido na Fig. (4.11), é igual a zero e a um respectivamente. Para os demais elementos, utilizaram-se os parâmetros retirados das tabelas com base no grupo de mecanismo e no número de flexões dos cabos, e chegou-se a Tab. (4.1) de diâmetros mínimos:

Tabela 4.1. Constantes de aproximação da curva de potência.

Elemento	H1	H2	Dc(mm)	D(mm)
Polias móveis	20	1,25	11,5	287,5
Polias fixas	20	1,25	11,5	287,5
Polia equalizadora	14	1,0	11,5	161
Tambor	18	1,0	11,5	207

Segundo o fabricante de cabos SIMAF, para uma melhor vida útil dos cabos, deve-se utilizar os seguintes diâmetros:

Construção do cabo	Diâmetro da polia ou do tambor	
	Recomendado	Mínimo
6x7	72	42 x Ø do cabo
6x19 S	51	34 x Ø do cabo
19x7	51	34 x Ø do cabo
6x21 F	45	30 x Ø do cabo
6x25 F	39	26 x Ø do cabo
8x19 S	39	26 x Ø do cabo
6x36 WS	34	23 x Ø do cabo
6x41 WS	31	20 x Ø do cabo
PowerPac, PowerPac Extra, Delta Filler / MinePac	31	20 x Ø do cabo
6x37 M	37	24 x Ø do cabo
Ergoflex, Ergoflex Plus	31	18 x Ø do cabo
6x71 WS	21	14 x Ø do cabo

Figura 4.12-Especificações quanto ao diâmetro mínimo da polia para cada tipo cabo de aço [05].

De acordo com a tabela da Fig. (4.12), para o modelo de cabo selecionado, 6X41 WS, o diâmetro recomendado para polias ou tambores é de 310 mm e o diâmetro mínimo é de 230 mm, equivalente a 20 vezes o diâmetro do cabo selecionado. Como foi encontrado na Tab. (4.1) um diâmetro mínimo de 287,5 mm para as polias móveis e polias fixas, o diâmetro de 310 mm atende os requisitos do fabricante e da norma [04]. Já o diâmetro de 230 mm não atende à norma para o caso de polias móveis e polias fixas. Por tal motivo, a princípio será adotado o diâmetro recomendado de 310 mm para as polias fixas, móveis e para o tambor, e o diâmetro de 230 mm para a polia equalizadora.

Segundo o fabricante, as tolerâncias nos sulcos das polias e dos tambores devem seguir o quadro da Fig. (4.13):

Diâmetro nominal do cabo em polegadas	Folga mínima em polegadas	Folga máxima em polegadas
1/4" – 5/16"	1/64"	1/32"
3/8" – 3/4"	1/32"	1/16"
13/16" – 1.1/8"	3/64"	3/32"
1.3/16" – 1.1/2"	1/16"	1/8"
1.9/16" – 2.1/4"	3/32"	3/16"
2.5/16" e acima	1/8"	1/4"

Figura 4.13-Especificações quanto à tolerância nos diâmetro dos sulcos dos canais das polias e do tambor [05].

As tolerâncias nos sulcos das polias serão encontradas após a conclusão do projeto intermediário durante o projeto de detalhamento.

4.5 SELEÇÃO DO MOITÃO

Considerando-se a carga suportada, o diâmetro recomendado pelo fabricante, o diâmetro dos cabos e o peso do moitão, chegou-se ao moitão Helevar 1HR 082-08. A Figura (4.14) contém os dados do moitão selecionado.

Tamanho	Gancho DIN 15401 N°	Código	Cabo mm	Carga t		A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	Peso Kg
				M5	M6						
08	16-T	1HR 082 08	13	40	32	280	330	53	805	80	270
			14								
09	20-T	1HR 092 09	15	50	40	320	375	54	895	89	430
			16								
10	25-V	1HR 102 10	17	63	50	355	425	58	988	98	550
			18								
11	32-V	1HR 112 11	19	80	63	400	470	62	1103	115	690
			20								

Figura 4.14-Especificações técnicas de modelos de moitão do fabricante Helevar [06] (<http://www.helevar.com.br/acessorios/1hr.asp>).

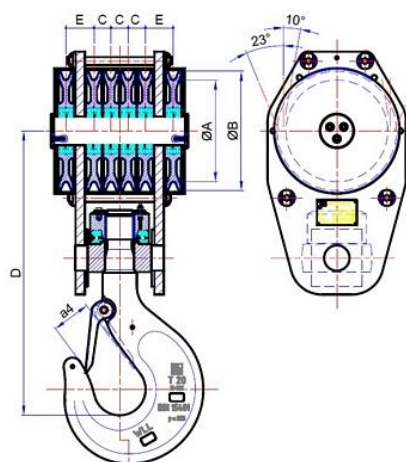


Figura 4.15-Desenho técnico do moitão selecionado[06].

Nota-se que o diâmetro das polias do moitão é inferior ao recomendado pelo fabricante. Entretanto, o diâmetro destas é maior que o diâmetro mínimo tanto para a norma quanto o diâmetro mínimo estipulado pelo fabricante.

4.6 CÁLCULO DO PESO DO SISTEMA DE CABEAMENTO

Para a determinação dos esforços ao qual o tambor e seu eixo serão submetidos, é necessário conhecer todas as cargas que os mesmos irão suportar. Não somente a carga nominal de 10 toneladas, mas também o peso do cabeamento e do moitão, e, no caso do eixo do tambor, o peso do próprio tambor também deve ser considerado. Inicialmente, calculou-se o comprimento mínimo do cabo para que, com a densidade linear fornecida pelo fabricante, o peso do mesmo pudesse ser calculado. Para o cálculo do comprimento do cabo suspenso, foi utilizada a fórmula do perímetro de um círculo:

$$L_p = 2\pi r \quad (5)$$

Sendo r igual ao raio das polias fixas, das polias do moitão e o tambor. No caso das polias, tanto do moitão quanto das polias fixas e equalizadora, sabe-se que somente metade do perímetro da polia acomoda realmente o cabo. Logo:

$$\text{Polias do moitão} = 6 \cdot \pi \cdot r_m \quad (6)$$

$$\text{Polias fixas} = 4 \cdot \pi \cdot r_f \quad (7)$$

$$\text{Polia equalizadora} = \pi \cdot r_e \quad (8)$$

Partindo dos diâmetros iniciais, têm-se os seguintes valores para cada raio:

Tabela 4.2- Valor dos raios das polias e do moitão.

Raio da polia	Valor do raio [mm]	Comprimento do cabo [mm]
r_m	140	2637,6
r_f	155	1946,8
r_e	105	329,7

Resolvendo-se as Eq. (6), (7) e (8), encontram-se os comprimentos enrolados dos cabos de aço em cada polia como mostrado na Tab. (4.2). Considerando os 12 cabos esticados por 5,5 m, equivalentes à altura de içamento, encontra-se o total de 70914,1 mm ou 71 m de comprimento de cabo suspenso.

Segundo o fabricante SIMAF, o cabo 6X41WS + AACI de 11,5 mm possui 0,53 kg/m. Logo, o peso do cabeamento suspenso é 305,50 kg. Quanto ao moitão Helevar 1HR 082 08, seu peso é de 270 kg.

4.7 SELEÇÃO DAS POLIAS FIXAS E DA POLIA EQUALIZADORA

Os diâmetros mínimos das polias fixas e da polia equalizadora foram determinados anteriormente com base no diâmetro mínimo dos cabos. Posteriormente, a recomendação de tamanho do fabricante de cabos se mostrou mais conservadora, e por tal motivo foi acatada. Assim, encontrou-se o diâmetro de 310 mm para as polias fixas e 230 mm para a polia equalizadora.

Com base no diâmetro do cabo, e nos diâmetros mínimos, foi selecionado o modelo 'Helevar ISA09inc' para cabos de até 14 mm com capacidade de 6,7 t para as polias fixas. Para a polia equalizadora, foi selecionado o mesmo modelo de forma a resolver o problema de impossibilidade de encaixe de uma polia com diâmetro interno menor que as demais no eixo de suporte das polias fixas. A Figura (4.16) exemplifica melhor este caso.

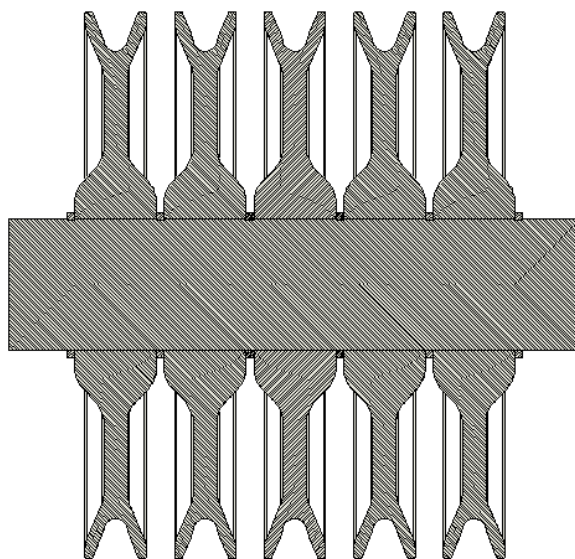


Figura 4.16-Vista em corte das polias fixas montadas sobre seu eixo.

Cada polia foi checada para a carga a ser submetida. Independentemente de serem fixas ou equalizadoras, cada uma será submetida a um esforço de 1,71 toneladas. Com tal valor, chegou-se a um fator de segurança para todas as polias de 2,33 para os esforços esperados.

Os dados técnicos de ambas as polias selecionadas na estão na Fig. (4.17).

Tamanho	Código	Cabo mm	R mm	Carga (t)				A mm	B mm	C mm	C1 mm	D1 mm	Rolamento	Peso Kg
				M3	M4	M5	M6							
04	ISA041NC	8,5-9	4,8				2	180	210	38,5	34,5	50	6010-2RS	5,1
	ISA042NC	9,5-10	5,3			2,5								
	ISA043NC	10,5-11	5,8		3,2									
	ISA044NC	12	6,3	4										
05	ISA051NC	9,5-10	5,3				2,5	200	235	43	39	55	6011-2RS	6,9
	ISA052NC	10,5-11	6			3,2								
	ISA053NC	11,5-12	6,3		4									
	ISA054NC	13	7	5										
06	ISA061NC	11	6				4	228	270	48	44	70	6014-2RS	10,2
	ISA062NC	12	6,5			5								
	ISA063NC	13	7		6,3									
	ISA064NC	14	7,5	8										
07	ISA071NC	12	6,5				4	250	297	48	44	70	6014-2RS	12,3
	ISA072NC	13	7			5								
	ISA073NC	14	7,5		6,3									
	ISA074NC	15	8	8										
08	ISA081NC	13	7				6,3	280	330	56	52	90	6018-2RS	23,1
	ISA082NC	14	7,5			8								
	ISA083NC	15	8		10									
	ISA084NC	16	8,5	12,5										
09	ISA091NC	14-15	8				6,3	320	375	56	52	90	6018-2RS	24,5
	ISA092NC	16	8,5			8								
	ISA093NC	17	9		10									
	ISA094NC	18	9,5	12,5										
10	ISA101NC	17	9				8	355	425	64	56	105	6021-2RS	34
	ISA102NC	18	9,5			10								
	ISA103NC	19	10		12,5									
	ISA104NC	20	10,5	16										
11	ISA111NC	18-19	10				10	400	470	72	60	120	6024-RS	45
	ISA112NC	20	10,5			12,5								
	ISA113NC	21-22	12		16									
	ISA114NC	23-24	13	20										

Figura 4.17-Especificações técnicas de modelos de polias fixas do fabricante Helevar [06].

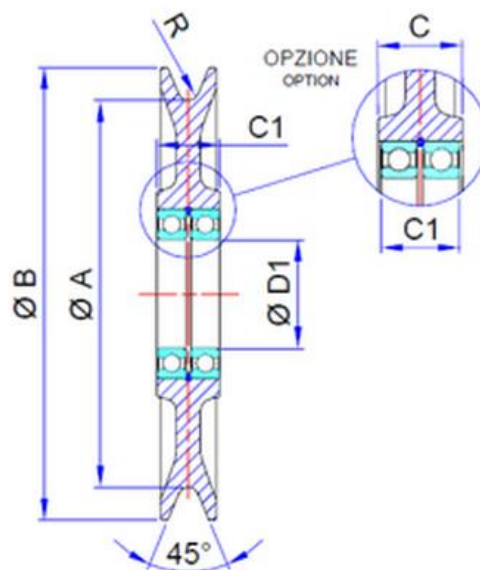


Figura 4.18-Desenho técnico genérico de polia fixa do fabricante Helevar [06] .

4.8 PROJETO DO TAMBOR

Optou-se em projetar o tambor, pois, ao contrario das polias, a geometria deste é muito influenciada pelas condições específicas do projeto, como: carga, comprimento dos cabos e limitações

físicas do mesmo. Inicialmente partiu-se do diâmetro mínimo dado pela norma [04] de 207 mm. Em seguida, consultou-se a norma [07] ABNT NBR 11375 para tambores de cabo de aço. Nesta norma, para o diâmetro do cabo, obteve-se um novo diâmetro mínimo tabelado para o tambor de 224 mm.

A norma [07] também forneceu as dimensões para as ranhuras do tambor. Tais dimensões são escolhidas com base no diâmetro do cabo de aço.

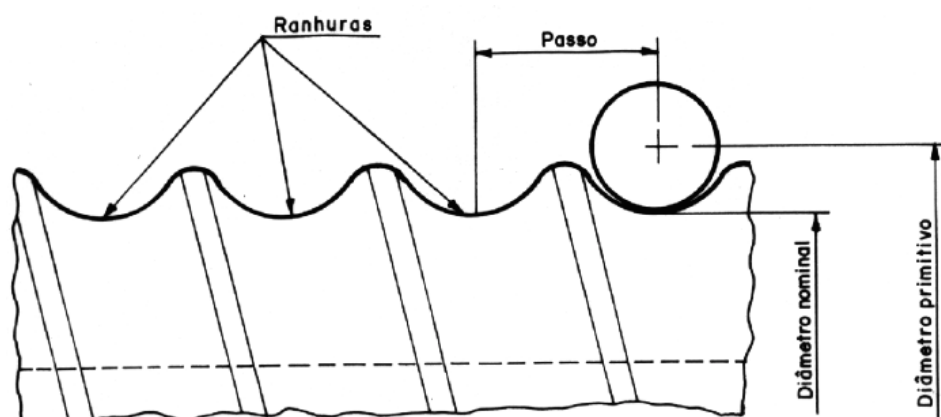


Figura 4.19-Desenho técnico genérico de um tambor e suas ranhuras[07].

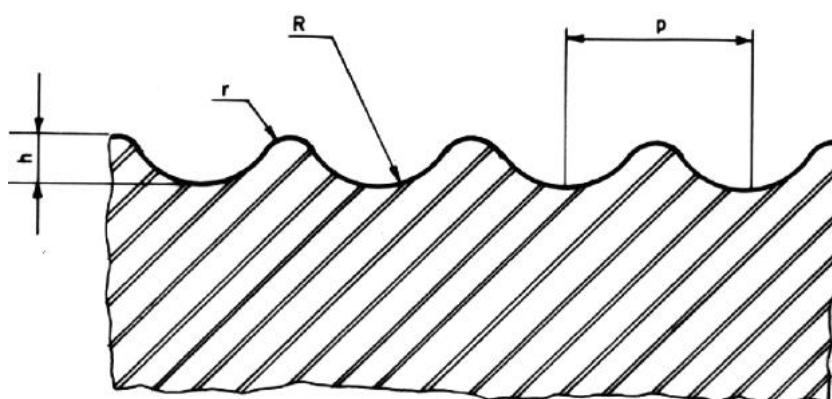


Figura 4.20-Desenho técnico genérico de um tambor mostrando suas ranhuras e seus coeficientes [07]

Tabela 1 - Dimensões das ranhuras					Unid.: mm
Diâmetro do cabo	h	p	R	r	Tolerância de R(+)
6,4	2,5	7,5	3,5	0,5	0,1
8	3,0	9,5	4,5		
9,5	3,5	11	5,0		
11,5	4,5	13	6,5		
13	5,0	15	7,0	0,8	0,2
14,5	5,5	17	7,5		
16	6,0	18	8,5		
19	7,5	21	10,0		
22	8,5	25	12,0		
26	10,0	29	13,5		
29	10,5	32	15,5		
32	12,0	35	16,5		
35	13,5	38	18,5	1,6	0,4
38	14,5	42	20,0		
42	16,0	46	22,5		
45	17,0	49	24,0		
48	18,0	52	26,0		
51	19,0	56	27,5		

Figura 4.21-Coefficientes em função do diâmetro do cabo [07].

Com base na Tabela (4.21) da norma [07], para o diâmetro do cabo selecionado de 11,5 mm, os seguintes coeficientes relativos às dimensões das ranhuras do tambor foram encontrados:

Tabela 4.3- coeficientes geométricos das ranhuras do tambor de enrolamento.

h	4,5[mm]
p	13[mm]
R	6,5[mm]
r	0,5[mm]

4.8.1 Determinação do comprimento de enrolamento do tambor

O projeto do tambor consiste em determinar inicialmente um comprimento e posteriormente calcular seu diâmetro. Tal método é utilizado para evitar que o mesmo fique excessivamente comprido e tenha problemas sérios com deflexão. Dessa forma, é utilizado a Eq. (13) para o comprimento do tambor [05], de maneira a encontrar o diâmetro correto para determinado comprimento. Primeiramente, utilizam-se os coeficientes fornecidos pela norma [07]. Com a norma [07], o passo p passa a ser representado por s na Eq. (13). A altura do local de operação H_i foi estimada em 5,5 metros com base em medições feitas no local de instalação do equipamento. Os demais coeficientes e seus valores seguem abaixo para um tambor de cabeamento gêmeo.

s - passo da ranhura, igual ao antigo fator $p=13$ mm. (9)

$$L_i - \text{distância entre os enrolamentos [mm]} \quad (10)$$

$$D - \text{diâmetro do tambor [mm]} \quad (11)$$

I - relação do sistema de polias. É calculado usando-se a Eq. (12) retirada do livro texto [05] :

$$i = Z + 1 \quad (12)$$

Sendo Z igual ao número de cabos envolvidos na elevação da carga. Para este projeto, Z=12, logo i=13.

O comprimento de enrolamento do tambor L é definido como 1 metro ou 1000 mm.

$$L = \left(\frac{2H_i}{\pi D} + 12 \right) s + L_i \quad (13)$$

Resolvendo-se a equação para D, encontra-se o diâmetro de enrolamento igual a 709,8mm, aproximado para 710 mm para se enquadrar nos diâmetros já pré-estabelecidos na norma [07].

Vale lembrar que esta equação toma como princípio que ficarão enroladas sempre duas voltas de cabo no tambor para permitir a fixação do mesmo no tambor.

4.8.2 Cálculo da espessura da parede do tambor

Para a determinação da espessura da parede do tambor, utilizou-se o livro texto [05]. Sobre a equação da espessura é importante lembrar que se trata de uma equação que só funciona para o material ferro fundido cinzento.

A Equação (14) permite calcular a espessura w da parede do tambor, sendo D_t o diâmetro de enrolamento calculado pela Eq. (13).

$$w = 0,02D + (0,6 \text{ a } 1,0)cm \quad (14)$$

A espessura da parede do tambor encontrada é de 2,42 cm ou 25 mm aproximadamente.

Com tais dados em mãos e seguindo o modelo de construção de tambor mais comum, chega-se ao seguinte esboço em corte do mesmo:

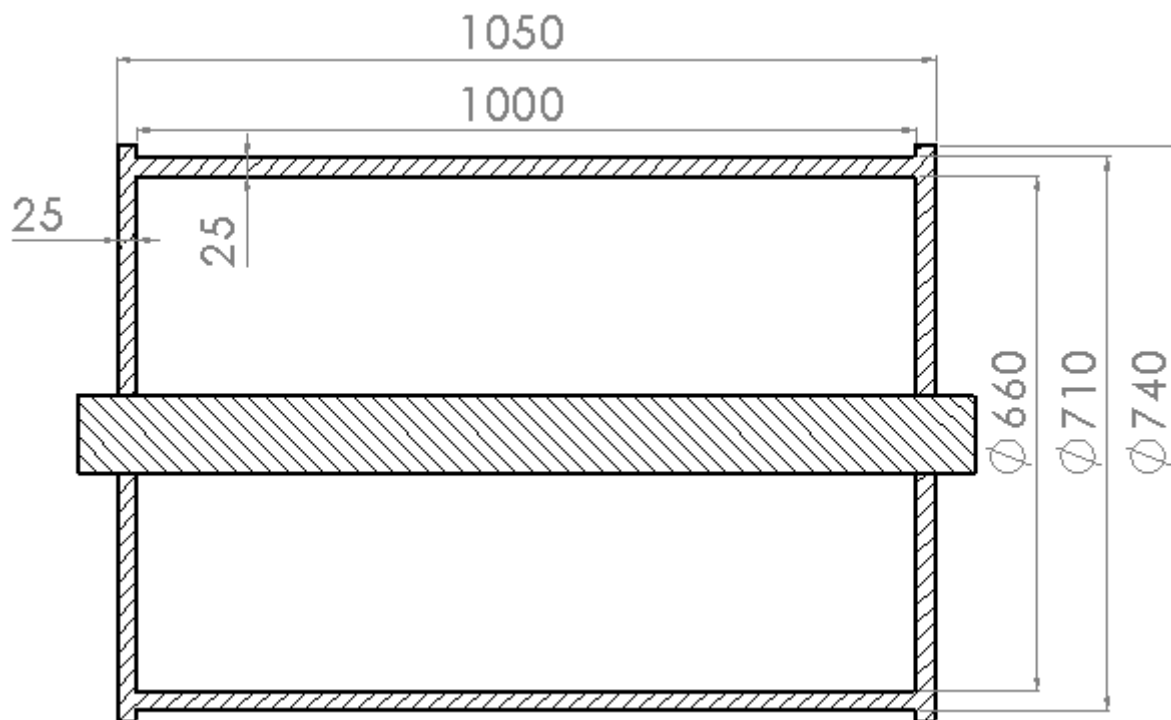


Figura 4.22-Desenho técnico em corte das dimensões do tambor desconsiderando as dimensões do eixo.

Com tal esboço do tambor, algumas considerações precisam ser feitas: 1°, o diâmetro é de 740 mm nas bordas. Tal diâmetro é determinado seguindo como base a recomendação do livro texto [05], na qual as bordas devem ser de no mínimo um diâmetro do cabo a mais que o diâmetro de enrolamento. Para tal, foi encontrado o valor de 733 mm. Tal valor foi aumentado para 740 mm para facilitar a construção usando-se valores mais amigáveis. 2°, o eixo passa por dentro do tambor para que evite que suas paredes flambem devido à rigidez à deflexão da estrutura. Tal geometria permite que o tambor fique mais resistente, pois o mesmo passa a sofrer apenas compressão devido ao enrolamento dos cabos e esforço cortante devido ao torque causado pelo enrolamento e desenrolamento dos cabos. 3°, tanto as paredes como o corpo do tambor devem ser da mesma espessura segundo o livro texto [05], as junções entre os componentes do tambor e seu eixo serão feitas por solda. Alguns cuidados sobre as soldas devem ser tomados se tratando de ferro fundido cinzento. Entretanto, tais cuidados serão abordados quando for calculada a resistência das mesmas.

4.8.3 Escolha da velocidade de içamento e sua influência nos esforços devido à inércia.

A norma [04] não discorre sobre valores de velocidade de içamento, apenas faz observações de que as forças de inércia devem ser consideradas devido ao período de aceleração da carga. Para tal, estima-se a velocidade de 10m/min como velocidade nominal com base no funcionamento de equipamentos semelhantes. Tal velocidade será utilizada para o cálculo da velocidade de rotação do tambor.

Utilizando a velocidade de içamento, pode-se determinar o tempo de aceleração com base na Fig. (4.23) da tabela retirada da norma [04]:

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos de alta velocidade com fortes acelerações	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	-	-	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	-	-	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	-	-	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	120	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	-	-
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	-	-
0,25	15	3,2	0,078	-	-	-	-
0,16	9,6	2,5	0,064	-	-	-	-

Figura 4.23-Tempo de aceleração e acelerações [04].

Para a velocidade de içamento de 10m/min ou 0,167 m/s, o tempo de aceleração é de 2,5s e aceleração de 0,064 m/s².

Usando como base o valor da gravidade como sendo 9,78 m/s², o acréscimo de 0,064 m/s² irá aumentar qualquer esforço relacionado à gravidade em 0,62%, ou seja, posteriormente serão multiplicados os esforços causados pela gravidade por 1,01 aproximadamente para se considerar o efeito da aceleração da carga no conjunto.

4.8.4 Cálculo da velocidade de rotação do tambor.

A velocidade de içamento selecionada com base na norma[04] é de 0,167 m/s. Considerando o sistema de polias de 12 cabos e o cabeamento gêmeo, sabe-se que para uma velocidade de içamento da carga de 0,167 m/s, a velocidade periférica no tambor deverá ser seis vezes a velocidade de içamento. Logo, encontra-se 1,002 m/s para velocidade periférica no tambor.

Sabe-se que o comprimento de cada volta no tambor é dado pela Eq. (15) deduzida com base no perímetro de um círculo:

$$L_t = \frac{2\pi D_t}{2} \quad (15)$$

Sendo D_t o diâmetro do tambor igual a 0,71 m e L_t igual a 2,23 m. Utilizando o conceito de proporção, é possível encontrar, para o mesmo intervalo de tempo de 1 segundo, o deslocamento periférico do tambor de 1,002 m de cabo enrolado, o que equivale a 161,75° de rotação. Novamente fazendo-se uso de proporção, chega-se ao resultado de que cada volta do tambor leva 2,22 segundos

para enrolar uma volta do cabo na velocidade de içamento desejada. Apenas convertendo unidades, encontra-se 0,44 revoluções/segundo, que ao serem multiplicadas por 60 segundos, resulta em 26,97 revoluções por minuto ou 27 rpm.

4.8.5 Cálculo da tração máxima nos cabos e do fator de segurança real do sistema de cabeamento.

Para a determinação dos esforços aos quais cada cabo vai ser submetido em condições reais de funcionamento, devem-se levar em consideração alguns fatores: 1º, a carga nominal a ser içada; 2º, o peso dos componentes como o moitão e os próprios cabos de aço; 3º, o efeito que a aceleração da carga exerce sobre os esforços. Calcularam-se anteriormente os pesos de cada componente e obtiveram-se os seguintes valores: peso dos cabos de aço igual a 305,508 kg, moitão selecionado com peso de 207 kg e carga total de 10000 kg.

A soma de todos os componentes do cabeamento e a carga é de 10512,50 kg. Como o sistema é formado por 12 cabos, cada cabo é submetido a 876,04 kg, que convertidos para N resulta em 8,591 kN por cabo. Considerando a situação desfavorável de aceleração durante o içamento, tem-se que ao se multiplicar o carregamento por 1,01, considera-se a aceleração e obtém-se a tração máxima em cada cabo igual a 8,677 kN.

O moitão, segundo o catálogo do fabricante, suporta o peso de 40 t. A carga total a ser içada é de 10512,50 kg, considerando o peso do cabeamento e do moitão somados. Tal dado retorna um fator de segurança de aproximadamente 3,81 para o mesmo.

Para os cabos, o limite de ruptura dado pelo fabricante é de 7943,38 daN, que em kN é 79,433. Logo, o fator de segurança real para os cabos é de 9,15.

Consultando a norma, não se encontrou uma recomendação do fator de segurança dos cabos. Entretanto, o fabricante de cabos CIMAF recomenda um fator de segurança entre 6 e 8 para os cabos, como pode ser visto na Fig. (3.22).

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Laços	5 a 6
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Figura 4.24-Fatores de segurança em função do tipo de equipamento [05].

O fator de segurança encontrado é maior que o sugerido pelo fabricante. Tal fator de segurança está acima, pois o diâmetro mínimo do cabo calculado não pode ser encontrado atualmente no mercado nacional. Este aumento no diâmetro do cabo gera este fator de segurança maior que o recomendado, o que torna o projeto ainda mais conservador.

4.8.6 Cálculo do torque de içamento

O torque de içamento, utilizado para determinar tanto a resistência mínima das soldas do tambor quanto à potência do motor e a redução mínima do redutor, pode ser calculada com a Eq. (16) deduzida a partir da definição de uma força realizando momento torçor:

$$T_i = D_t * T' \quad (16)$$

Sendo T_i o torque de içamento, D_t o diâmetro do tambor e T' a tração em cada cabo de aço. Esta expressão leva em conta o cabeamento duplo. Por tal motivo, utiliza-se o valor do diâmetro e não do raio. Os valores de cada termo são: $D_t = 0,71 \text{ m}$ e $T' = 8,677 \text{ kN}$. Logo $T_i = 6,161 \text{ kN} * \text{m}$.

4.9 CÁLCULO DA RESISTÊNCIA DE SOLDA DE JUNÇÃO DO TAMBOR.

O tambor é formado por peças soldadas. Seus componentes são basicamente duas tampas circulares com furos em seu centro por onde passa o eixo que gira o tambor, e o corpo do tambor onde

ficam enrolados os cabos de aço. O tambor é feito de ferro fundido cinzento, mais precisamente ASTM-20. A escolha deste material foi feita seguindo a recomendação da norma [07].

O ferro fundido cinzento apresenta algumas peculiaridades quanto a sua soldagem, pelo fato do mesmo ser um material muito frágil. O maior problema em soldar este material é a criação de uma zona termicamente afetada, que fragiliza muito o material, tornando-o muito suscetível a trincas. Tais problemas podem ser evitados utilizando o eletrodo correto e pré-aquecendo todo o conjunto a temperatura de 600°C , além de se realizar a solda com o conjunto ainda quente e posteriormente mantê-lo nesta temperatura por 1 hora para cada polegada de espessura [08] (‘A Soldagem por Fusão para Reconstrução de Componentes de Ferro ‘ de Annelise Zeemann). No caso deste projeto, 1 hora é suficiente. Importante lembrar que quanto mais lento se der o resfriamento, melhor será o resultado. Tal processo visa não permitir que as tensões internas devidas à solda se formem a ponto de afetarem o material.

O eletrodo recomendado para ferro fundido cinzento é o eletrodo Denver Ni-Fe de composição: Ni 45-60%, C 2%, Mn 2,5% e Si 4%, com resistência a tração de 579 MPa [09](Denver Soldas). Para o cálculo da resistência de solda, será adotado o método que consiste no cálculo da força máxima que a solda pode ser submetida dada a sua geometria, e posteriormente, compara-se tal resistência com os esforços aos quais os elementos estão submetidos, analisando se as junções irão ou não falhar [10] (‘Estruturas de aço-Dimensionamento prático-Walter Pfeil e Michèle Pfeil’).

Como um primeiro passo, serão mostrados os esforços aos quais o tambor será submetido, para posteriormente compará-los com a resistência de solda. Será considerado que a região de enrolamento do tambor é bi apoiada exatamente onde será soldada, tanto para situação do cabo totalmente enrolado, quanto para totalmente desenrolado.

4.9.1 Para o cabo totalmente desenrolado.

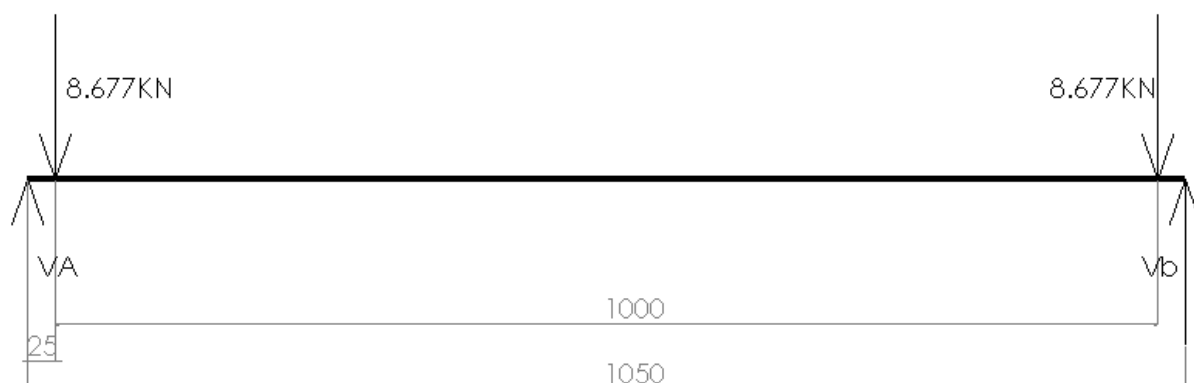


Figura 4.25-Diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para a situação dos cabos totalmente desenrolados.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (17)$$

$$V_A + V_B = 2 \cdot 8,677 \quad (18)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (19)$$

$$-1050 \cdot 8,677 + 1050 \cdot V_B = 0 \quad (20)$$

$$V_B = 8,677 \text{ KN}, \text{ logo } V_A = 8,677 \text{ KN}$$

Cálculo dos esforços internos.

Será adotado o seguinte padrão de direção e sentido positivo para efeito de cálculo em todos os diagramas de corpo livre.

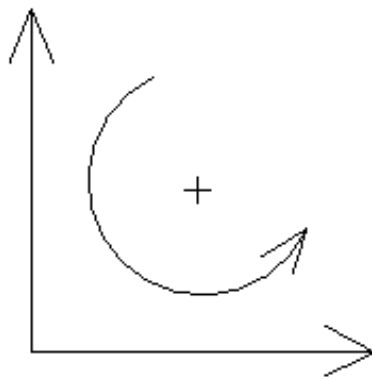


Figura 4.26-Padrão de direção para cálculo dos diagramas de corpo livre

Para a seção $0\text{mm} \leq X \leq 25\text{mm}$

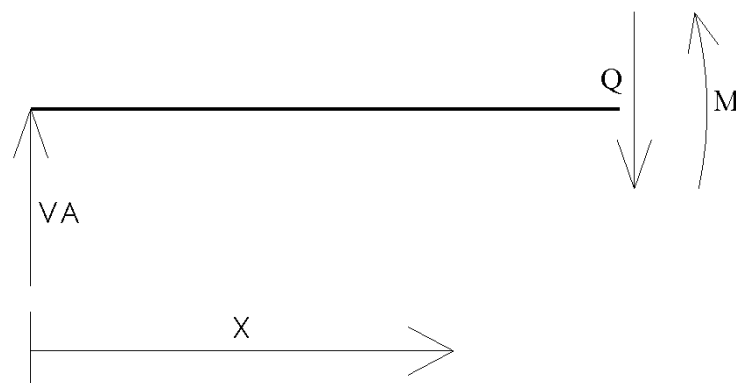


Figura 4.27- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $0\text{mm} \leq X \leq 25\text{mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (21)$$

$$-Q + 8,677 = 0 \quad (22)$$

$$Q = 8,677$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (23)$$

$$-Q * X + M = 0 \quad (24)$$

$$M = 8,677X$$

Para a seção $25 \text{ mm} \leq X \leq 1025 \text{ mm}$

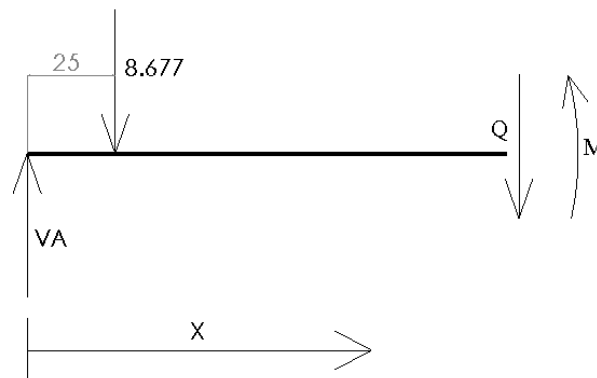


Figura 4.28- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $25\text{mm} \leq X \leq 1025\text{mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (25)$$

$$-Q + 8,677 + V_A = 0 \quad (26)$$

$$V_A = 8,677$$

$$Q = 0$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (27)$$

$$-8,677 * 0,025 - QX + M = 0 \quad (28)$$

$$M = 0,2169 \text{ kN} * \text{m}$$

Para a seção $1025 \text{ mm} \leq X \leq 1050 \text{ mm}$

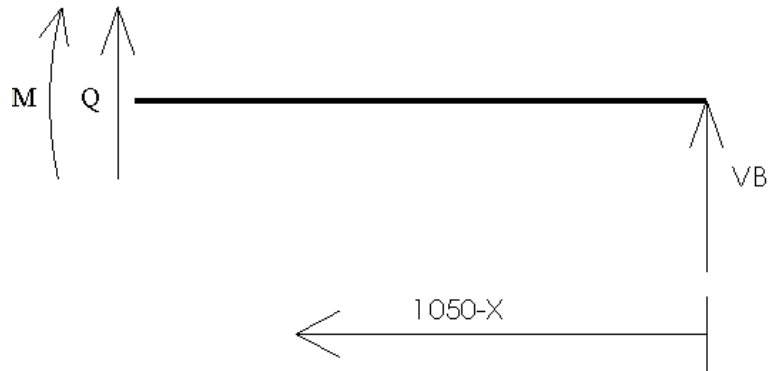


Figura 4.29- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $1025 \text{ mm} \leq X \leq 1050 \text{ mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (29)$$

$$Q + V_B = 0 \quad (30)$$

$$V_B = 8,677$$

$$Q = -8,677$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_B :

$$\sum M_B = 0 \quad (31)$$

$$-M - Q(1050 - X) = 0 \quad (32)$$

$$M = 8,677(1050 - X) \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (33)$$

Os diagramas de esforços internos para o caso dos cabos totalmente desenrolados estão no Anexo1.

4.9.2 Para o cabo totalmente enrolado

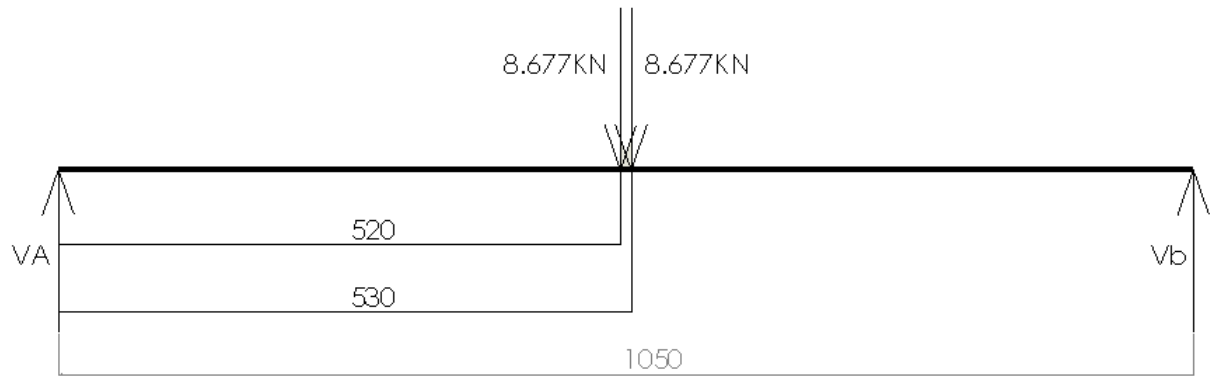


Figura 4.30-Diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para a situação dos cabos totalmente enrolados.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (34)$$

$$V_A + V_B = 2 \cdot 8,677 \quad (35)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (36)$$

$$-520 \cdot 8,677 - 530 \cdot 8,677 + 1050 \cdot V_B = 0 \quad (37)$$

$$V_B = 8,677 \text{ kN}, \text{ logo } V_A = 8,677 \text{ kN}$$

Cálculo dos esforços internos.

Para a seção $0 \text{ mm} \leq X \leq 520 \text{ mm}$

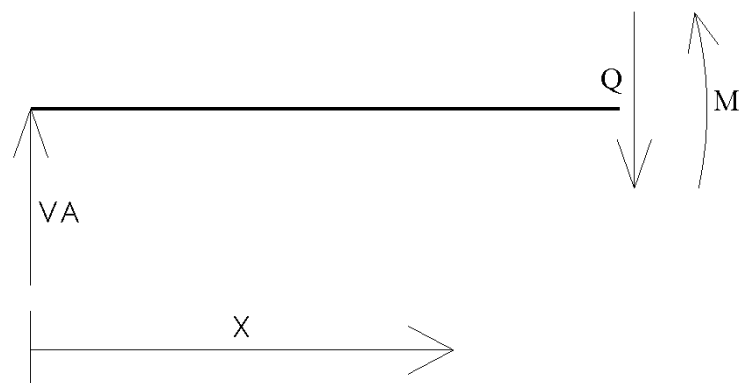


Figura 4.31- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $0 \text{ mm} \leq X \leq 520 \text{ mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (38)$$

$$-Q + V_A = 0 \quad (39)$$

$$V_A = 8,677$$

$$Q = 8,677$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (40)$$

$$-QX + M = 0 \quad (41)$$

$$M = 8,677 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Para a seção $520\text{mm} \leq X \leq 530\text{mm}$

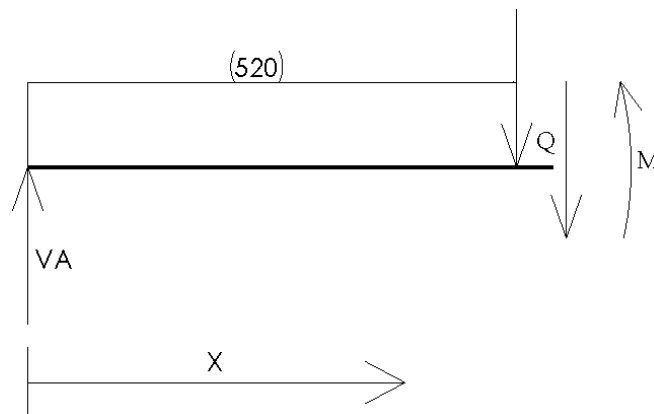


Figura 4.32- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $520\text{mm} \leq X \leq 530\text{mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (42)$$

$$V_A - 8,677 - Q = 0 \quad (43)$$

$$V_A = 8,677$$

$$Q = 0$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (44)$$

$$-0,520 * 8,677 - QX + M = 0 \quad (45)$$

$$M = 4,512 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Para a seção $530 \text{ mm} \leq X \leq 1050 \text{ mm}$

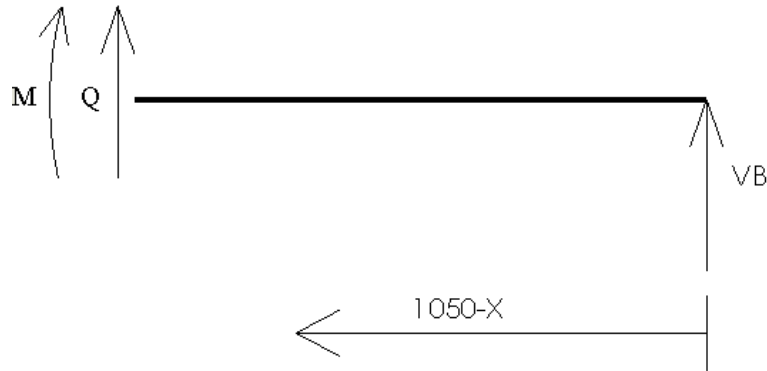


Figura 4.33- Diagrama de esforço interno do tambor de enrolamento para a seção $530\text{mm} \leq X \leq 150\text{mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (46)$$

$$V_A + Q = 0 \quad (47)$$

$$V_A = 8,677$$

$$Q = -8,677$$

Fazendo o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (48)$$

$$-M = -Q(1050 - x) \quad (49)$$

$$M = 8,677(1050 - x) \quad (50)$$

Os diagramas de esforços internos para o caso dos cabos totalmente enrolados estão no Anexo 2.

4.9.3 Composição das tensões no tambor de enrolamento.

Para a composição das tensões nos dois casos, será usado o círculo MOHR. Para isso, inicialmente deduz-se a equação da tensão normal e cisalhante para um cilindro oco, a partir da composição das tensões em um cilindro maciço retiradas do livro texto [11] ('projeto de engenharia mecânica - shigley 7ª ed.2').

$$\sigma_x = \frac{M_f * y y}{I_{zz}} + \frac{N}{A} \quad (51)$$

Sendo σ_x a composição das tensões normais, M_f o momento fletor da seção, y a distância entre a linha neutra até a superfície e por fim, I_{zz} o momento de inércia da área transversal, N os esforços normal à seção transversal e A área da seção transversal.

D é o diâmetro externo no tambor, igual a 0,71m, e d é o diâmetro interno igual a 0,66m. Outra consideração é de como se trata de um cilindro oco, y pode ser aproximado por $D/2$. O momento de inércia da área transversal é igual a $\frac{\pi(D^4-d^4)}{64}$.

Substituindo cada termo na Eq. (51):

$$\sigma_x = \left(\frac{64M_F}{\pi D^3} - \frac{32M_f}{\pi d^4} \right) \quad (52)$$

A composição do esforço cisalhante é feita com base na equação de um cilindro maciço retirada do livro texto [11].

$$\tau = \frac{M_t * C}{I_p} + \frac{Q}{A} \quad (53)$$

Sendo τ o esforço cisalhante, M_t o momento torçor, c a distância entre a linha neutra e a superfície e Q o esforço cortante da seção. Como o y , pode ser aproximado por $D/2$, e I_p é o momento polar de inércia, que é numericamente igual ao dobro do momento de inércia da área transversal do cilindro. Substituindo na Eq. (53), encontra-se:

$$\tau = \left(\frac{32M_t}{\pi D^3} - \frac{16M_t D}{\pi d^4} \right) \quad (54)$$

Para a aplicação dos critérios estáticos, será utilizado o já mencionado círculo de Mohr com as equações 55, 56, 57 e 58 [11].

$$O_c = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (55)$$

$$r_h = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau^2} \quad (56)$$

Sendo O_c o centro do círculo de MOHR e r_h o raio do mesmo. As composições das tensões são:

$$\sigma_1 = O_c + r_h \quad (57)$$

$$\sigma_2 = O_c - r_h \quad (58)$$

Analisando os diagramas tanto para as situações do cabo totalmente enrolado quanto para a situação do mesmo totalmente solto, chega-se às seguintes seções críticas com seus respectivos valores de esforços internos:

Totalmente desenrolado:	Totalmente enrolado:
x=0,025 m	x=0,52 m
$M_t = 6,161 \text{ KN} \cdot \text{m}$	$M_t = 6,161 \text{ kN} \cdot \text{m}$
Q = 8,677 kN	Q=8,677 kN
$M_f = 0,217 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$M_f = 4,51 \text{ kN} \cdot \text{m}$

4.9.4 Cálculo da tensão devido à compressão causada pelo enrolamento dos cabos de aço.

O tambor de enrolamento é uma peça que além de sofrer os esforços cortantes devido ao peso da carga, torque e ao momento fletor, também sofre compressão devido ao enrolamento dos cabos, muito similarmente a um vaso de pressão. Para considerar o efeito da pressão sobre a deformação da estrutura, deve-se utilizar a Eq. (59). [05] .

$$\sigma_{comp} = \frac{S}{ws} \quad (59)$$

Sendo s o passo das ranhuras do tambor, w a espessura da parede do tambor e S metade da tração nos cabos. Logo, seus valores são:

$$s = 0,013 \text{ m}$$

$$w = 0,25 \text{ m}$$

$$S = 4,338 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{comp} = \sigma_3 = 1,335 \text{ Mpa}$$

4.9.5 Aplicação de critério de falha para composição das tensões do tambor de enrolamento.

O tambor é feito de ferro fundido, entretanto na solda entre este e seu eixo será usado um eletrodo de material dúctil. As soldas entre estes dois elementos sofre os esforços já calculados anteriormente. Será feito a composição das tensões com base no o material da solda, esta composição de tensões será feita utilizando a teoria de falha da energia de distorção para materiais dúcteis [11]. A seguinte expressão para a composição mencionada:

$$\sigma' = \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}}}{2} \quad (60)$$

Para cada situação existe um valor da tensão de von MISES.

Totalmente enrolado:

$$\sigma' = 1,3353 \text{ KN}/m^2$$

Totalmente desenrolado:

$$\sigma' = 1,3451 \text{ KN}/m^2$$

Os valores aqui encontrados por von MISES nos mostram a tensão ao qual o tambor será submetido.

4.9.6 Cálculo da resistência das soldas de união do tambor de enrolamento

O cálculo da resistência máxima que as soldas podem prover é realizado utilizando as expressões das Eq. (61) e (62) [10]. Segundo o livro texto, deve-se utilizar como parâmetro a equação que retornar o menor valor, para assim manter o projeto o mais conservador possível.

$$Rd_1 = 0,9A_w(0,6\lambda_y) \quad (61)$$

$$Rd_2 = 0,75A_w(0,6\lambda_w) \quad (62)$$

Sendo:

$$A_w = t \cdot l \quad (63)$$

$$t = \text{espessura efetiva} \quad (64)$$

$$l = \text{comprimento efetivo} \quad (65)$$

$$\lambda_y = \text{Limite de resistência à tração do metal base} \quad (66)$$

$$\lambda_w = \text{Resistência ao escoamento do metal de solda} \quad (67)$$

Explicitando melhor os termos, obtém-se a espessura efetiva t . Tal termo pode ter basicamente duas maneiras de ser entendido, dependendo se é uma solda de entalhe ou filet. Para melhor entendimento, verificar as figuras.

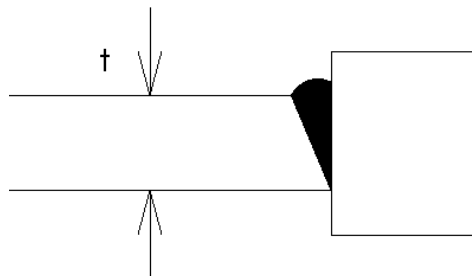


Figura 4.34- Representação da espessura efetiva em solda tipo entalhe.

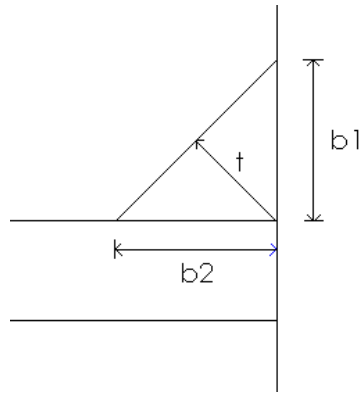


Figura 4.35- Representação da espessura efetiva em solda tipo filete

Para o caso da solda tipo filete, a espessura efetiva é encontrada segundo a Eq. (68):

$$t = \frac{b_1 b_2}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}} \quad (68)$$

O comprimento efetivo l é o comprimento total por onde a solda é aplicada.

Algumas considerações devem ser tomadas na escolha do formato da solda e sobre sua espessura característica. Sobre o formato da solda, escolheu-se a solda tipo entalhe pelo fato de que a solda tipo filete iria criar um chanfro nas bordas internas do tambor onde ocorre o enrolamento do cabo. Tal fato faria com que o tambor fosse redimensionado, além de deixar a solda exposta ao desgaste causado pelos cabos. Outro ponto importante é a fragilização do tambor pela solda. O problema da fragilização do ferro fundido cinzento quando soldado é algo crítico, ainda mais em peças grandes onde o pré-aquecimento é mais sujeito a não ser homogêneo. Portanto, além de ser escolhida a solda tipo filete, optou-se em soldar o tambor com a espessura efetiva igual à espessura da parede do tambor para proporcionar um gradiente menor de temperatura durante a solda. A solda ficará superdimensionada, mas tal fato não altera a geometria, o custo ou o modo de construção do tambor. Logo, nesse caso, não é algo que deva ser evitado.

Para o caso escolhido com t igual a 25 mm, o ângulo de chanfro deve ser de 45° para evitar tensões não esperadas no cordão de solda [10]. Tal esquema pode ser visto na Fig. (3.40).

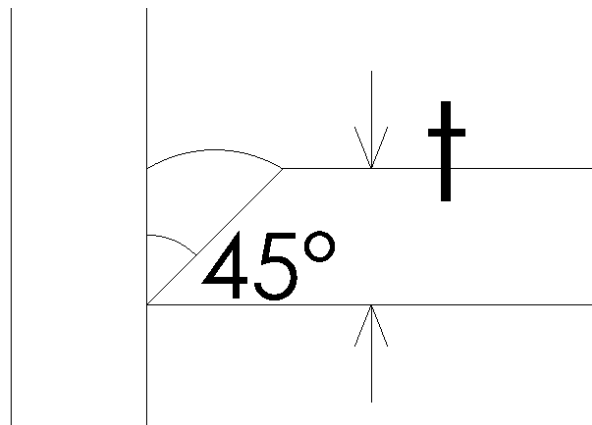


Figura 4.36- Representação da espessura efetiva e do ângulo do chanfro

Para a resolução das Eq. (61) e (62), primeiramente é preciso ter em mãos os fatores que as compõe. Para tal: $t = 25 \text{ mm}$, $l = \pi D$, sendo D o diâmetro do tambor de 0,71 m e, assim, $l = 2,2294$, $\lambda_y = 179 \text{ MPa}$, $\lambda_w = 579 \text{ MPa}$.

Interessante notar que as Eq. (61) e (62) retornam forças admissíveis e não tensões, como é habitual. Portanto, as Eq. (61) e (62) serão divididas por A_w por recomendação da bibliografia [10]. Os resultados encontrados são:

$$Rd_1 = 0,4804 \text{ MPa}$$

$$Rd_2 = 1,294 \text{ MPa}$$

Comparando-se a tensão nos locais de solda com a menor resistência fornecida pela mesma, nota-se que o projeto está bem dimensionado. A Figura (4.37) mostra as dimensões do tambor de enrolamento e suas soldas de construção. Vale lembrar que os furos para o eixo e sua solda no tambor serão determinados após o cálculo final do diâmetro do eixo.

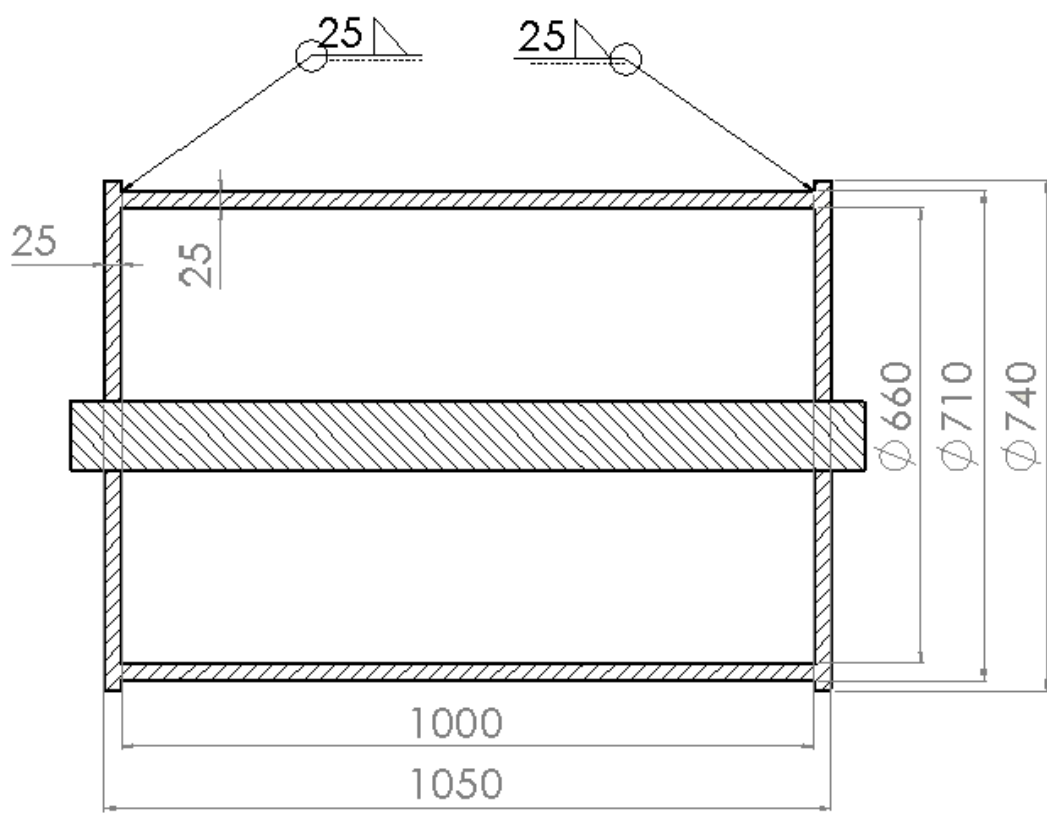


Figura 4.37- Representação do tambor de enrolamento com suas cotas e representações de cordões de solda.

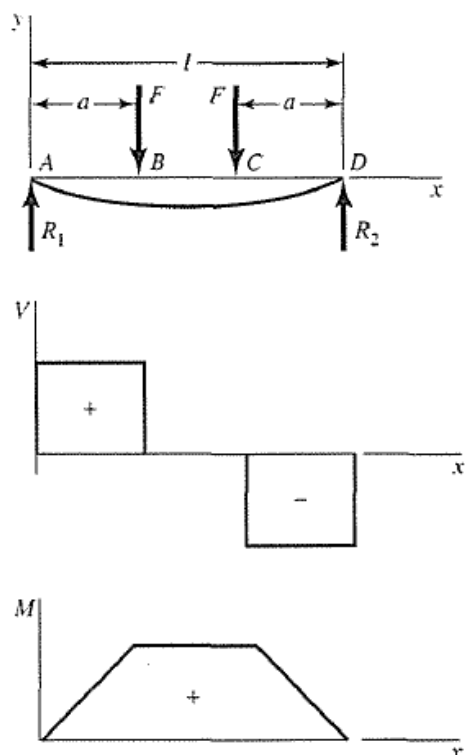
4.10 CÁLCULO DO DIÂMETRO MÍNIMO DO EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.

Para o projeto de um eixo, são utilizados três métodos distintos: projeta-se para a rigidez à deflexão do eixo, para falha estática e para falha dinâmica, sendo que ao final dos cálculos se escolhe sempre a opção mais conservadora. Vale lembrar que a seção crítica do eixo em projeto se encontra entre os mancais de suporte ao tambor de enrolamento. Assim, os cálculos são feitos para esta seção, desconsiderando as demais seções do eixo, pois estas seções são submetidas somente a momento torçor e são de menor comprimento.

4.10.1 Projeto do eixo do tambor com base na rigidez à deflexão.

O projeto do eixo por deflexão usa como base a expressão encontrada nas tabelas A-9-9 (Apêndice A – [11]), para, em seguida, se deduzir uma expressão do diâmetro mínimo necessário em função de uma rigidez à deflexão.

9 Apoios simples – cargas irmãs



$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_2 = F & V_{AB} &= F & V_{BC} &= 0 \\
 V_{CD} &= -F \\
 M_{AB} &= Fx & M_{BC} &= Fa & M_{CD} &= F(l-x) \\
 y_{AB} &= \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la) \\
 y_{BC} &= \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx) \\
 y_{\max} &= \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)
 \end{aligned}$$

Figura 4.38- Método da superposição, cargas irmãs [11].

Derivando-se em relação à x a Eq. (69) e fazendo $x=0$, é possível encontrar a deflexão nos mancais.

$$Y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la) \quad (69)$$

Após a derivação da Eq. (69) obtém-se a Eq. (70).

$$\theta_{máx} = \frac{F}{6EI}(3a^2 - 3la) \quad (70)$$

Para um eixo de seção circular homogênea, o valor do momento polar de inércia I é de $I = \frac{\pi d^4}{64}$. Substituindo na Eq. (70) e fazendo-se para o diâmetro mínimo d , obtém-se a Eq. (71) do diâmetro mínimo com base na deflexão.

$$d = \left[\left[\frac{32F}{3E\pi\theta_{máx}}(3a^2 - 3la) \right] \right]^{\frac{1}{4}} \quad (71)$$

4.10.1.1 Cálculo do peso do tambor de enrolamento.

O peso do tambor de enrolamento é calculado por meio da obtenção de seu volume e posteriormente multiplicando-o pelo peso específico do ferro fundido cinzento, que é o material de que é feito. O tambor é formado basicamente por dois discos soldados em suas extremidades e de um corpo cilíndrico melhor mostrado na Fig. (4.39). Os cálculos serão feitos com o uso da Eq. (72), volume de um cilindro simples, e Eq. (73), volume de um cilindro com furo.

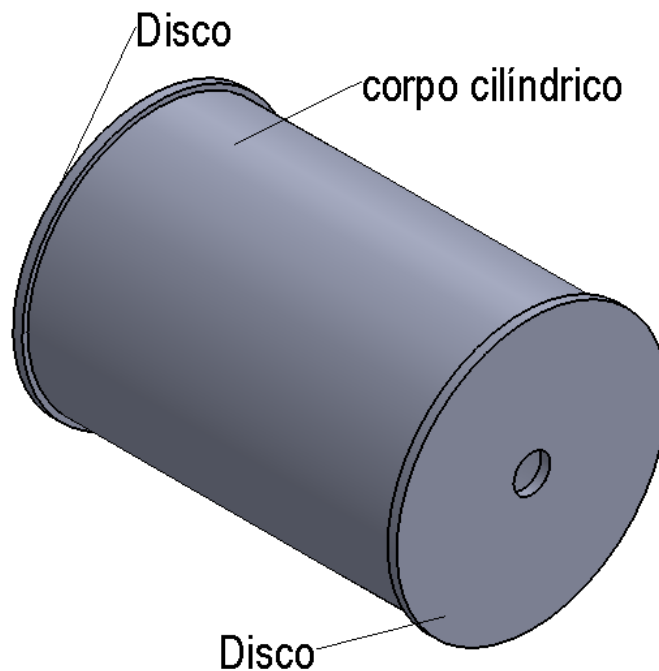


Figura 4.39- Vista em perspectiva do tambor de enrolamento dos cabos de aço.

$$V_D = \pi h_d \left(\frac{D_d}{2} \right)^2 \quad (72)$$

Os coeficientes da Eq. (72) retirados das dimensões dos discos são:

$$h_d = \text{altura do disco} = 0,025\text{m}$$

$$D_d = \text{Diâmetro do disco} = 0,74\text{m}$$

$$V_D = \text{volume dos disco} = 0,0215\text{m}^3$$

Como são dois discos o volume destinado a estes elementos é de $0,043\text{m}^3$.

$$V_C = \pi h_c \left(\frac{D-d}{2} \right)^2 \quad (73)$$

Os coeficientes da Eq. (109) retirados das dimensões do corpo cilíndrico são:

$$h_c = \text{altura do corpo do tambor} = 1\text{m}$$

$$D = \text{diâmetro do tambor} = 0,71\text{m}$$

$$d = \text{diâmetro interno do tambor} = 0,66\text{ m}$$

$$V_c = \text{Volume do corpo do tambor} = 0,00197\text{m}^3$$

O volume total do tambor é igual a $2V_D + V_C = 0,045\text{ m}^3$. O ferro fundido cinzento possui a densidade igual a 7190 kg/m^3 . Fazendo-se $0,045\text{m}^3 \cdot 7190\text{ kg/m}^3$, obtém-se $323,55\text{ kg}$, que convertidos para kN, são $3,1729\text{kN}$. Como o tambor é igualmente bi apoiado sobre o eixo, serão acrescidas as forças de igual intensidade F_1 e F_2 , mostradas na Fig. (4.40). Estas possuem a metade da força peso do tambor, ou seja, $1,586\text{ kN}$. Logo, $F_1 = F_2 = 8,677 + 1,586 = 10,263\text{ kN}$. Este valor de $10,263\text{ kN}$ é a força gerada pelos cabos e pela carga somada com o peso do tambor.

4.10.1.2 Cálculo dos esforços

Para o cálculo dos esforços presentes no eixo do tambor de enrolamento, o peso do tambor será adicionado. Com o valor das forças e das dimensões do eixo entre os mancais de rolamento pôde-se fazer o diagrama de corpo livre do conjunto, como mostrado na Fig. (4.40).

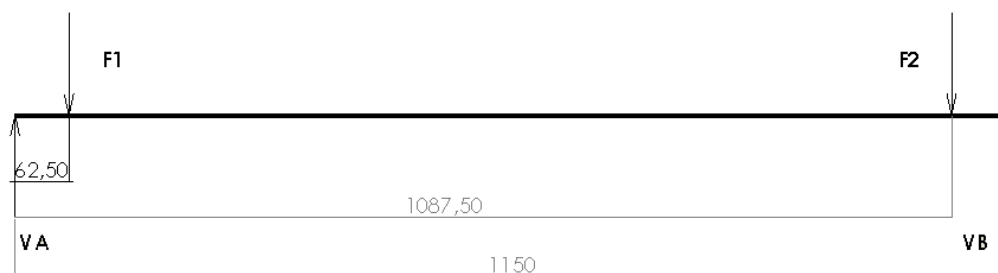


Figura 4.40- Diagrama de corpo livre para o eixo do tambor de enrolamento.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (74)$$

$$V_A + V_B = F_1 + F_2 \quad (75)$$

$$V_A + V_B = 20,527 \quad (76)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (77)$$

$$-10,263 \cdot 0,0625 - 10,263 \cdot 1,0875 + 1150 V_B = 0 \quad (78)$$

$$V_B = 10,263 \text{ KN}, \text{ logo } V_A = 10,263 \text{ N}$$

Esforços internos

Seção $0 \leq x \leq 62,5 \text{ mm}$

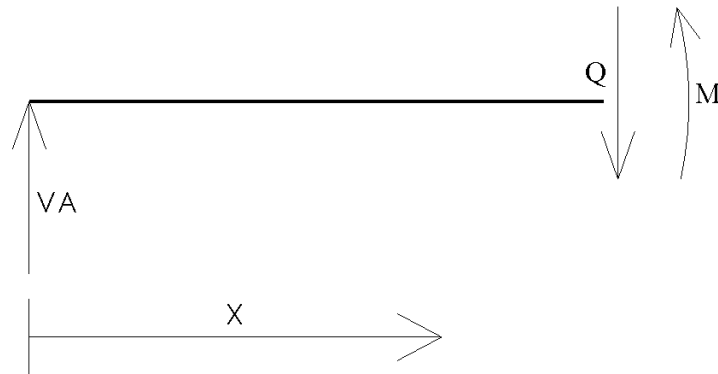


Figura 4.41- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $0 \text{ mm} \leq X \leq 65,5 \text{ mm}$.

Fazendo o somatório de forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (79)$$

$$-Q + V_A = 0 \quad (80)$$

$$V_A = 10,263 \text{ kN}$$

$$Q = 10,263 \text{ kN}$$

Fazendo o somatório dos momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (81)$$

$$-QX + M = 0 \quad (82)$$

$$M = 10,281 \text{ x kN} \cdot \text{m}$$

Seção $62,5 \leq x \leq 1087,5$ mm

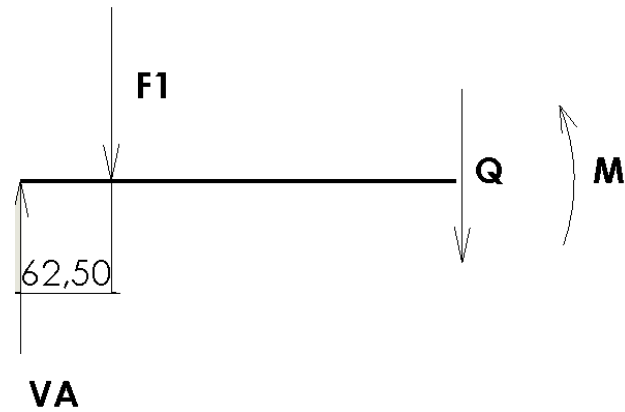


Figura 4.42- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $62,5\text{mm} \leq X \leq 1087,5\text{ mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (83)$$

$$-Q - F_1 + V_A = 0 \quad (84)$$

$$V_A = 10,263\text{kN}$$

$$F_1 = 10,263\text{kN}$$

$$Q = 0$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (85)$$

$$-QX - 62,5F_1 + M = 0 \quad (86)$$

$$M = 0,641\text{ kN}\cdot\text{m}$$

Os diagramas de esforços internos para o eixo do tambor de enrolamento estão no Anexo 2.

Seção $1087,5 \leq x \leq 1150$ mm

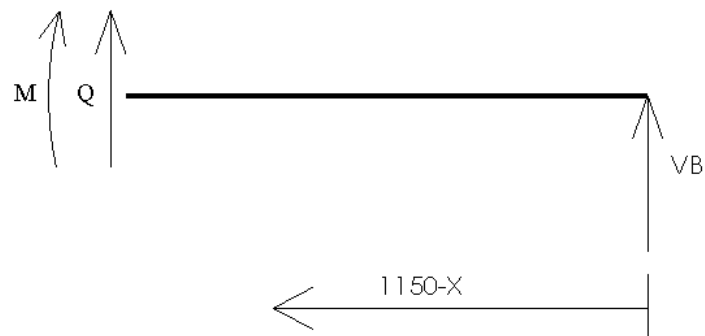


Figura 4.43- Diagrama de esforço interno do eixo do tambor de enrolamento para a seção $1087,5\text{mm} \leq X \leq 1150\text{ mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (87)$$

$$Q + V_B = 0 \quad (88)$$

$$V_B = 10,263 \text{ kN} \quad (89)$$

$$Q = -10,263 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (90)$$

$$-M - Q(1150 - x) = 0 \quad (91)$$

$$M = 10,263(1150 - x) \text{ kN}\cdot\text{m} \quad (92)$$

Os diagramas de esforços internos para o eixo do tambor de enrolamento estão no Anexo 3.

4.10.1.3 Lista de fatores da equação de deflexão e cálculo do diâmetro mínimo do eixo do tambor de enrolamento dos cabos de aço.

Após o cálculo dos momentos nos pontos de aplicação das forças F_1 e F_2 , pode-se escrever todos os fatores utilizados na Eq. (71), utilizada para encontrar o diâmetro mínimo por deflexão. Os fatores utilizados são:

$$a_1 = 0,0625 \text{ m} \quad l = 1,150 \text{ m}$$

$$\theta_{all} = 0,04^\circ (\text{máxima inclinação admissível em rolamentos} - [11]).$$

$$F_1 = 10,263 \text{ kN} \quad F_2 = 10,263 \text{ kN}$$

$$n_d = 2,94$$

O aço 1045 sem tratamento foi escolhido como material do eixo. Este possui:

$$E = 206 \text{ GPa}$$

Fazendo se uso de um programa feito em MATLAB, encontra-se 0,0895 m ou 89,5 mm como o diâmetro mínimo para deflexão.

4.10.2 Projeto do eixo do tambor estaticamente.

O projeto do eixo estaticamente aproveita os diagramas de esforços internos calculados em 4.10.1. Nota-se pela análise destes que as seções críticas são onde há os maiores valores de momentos fletores e os maiores valores de esforços cisalhantes. Tais extremos ocorrem nas seções de $x=0,0625\text{m}$ e $x=1,0875\text{m}$. Os valores dos esforços em módulo destas seções estão listados a seguir.

$$T=6,161\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M=0,6415\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=10,263\text{kN}$$

Para composição das tensões para uso em critérios de falha, deve-se usar o círculo de MOHR, como realizado para composição das tensões no tambor de enrolamento. Para isso, utilizou-se as Eq. (51) e (52), aplicando nestas o momento de inércia para um eixo maciço. Tal ação, como explicado anteriormente, irá alterar o valor do momento polar de inércia presente na Eq. (53). Tanto o fator “C” quanto o fator “yy” são iguais à metade do diâmetro do eixo. [11].

O momento de inércia usado é $I_{ZZ} = \frac{\pi D_{et}^4}{64}$. Logo, $I_p = \frac{I_{ZZ}}{2}$. Substituindo tais fatores nas Eq. (51) e (52) obtêm-se:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D_{et}^3} \quad (93)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi D_{et}^3} \quad (94)$$

Aplicando-se o círculo de MOHR para compor as tensões e utilizando-se as Eq. (55), (56), (57) e (58) com os valores dos esforços de $T=6,161\text{ kN}\cdot\text{m}$, $M=0,6415\text{ kN}\cdot\text{m}$, $Q=10,263$, encontram-se as Eq. (95) e (96) em função do diâmetro do eixo em estudo.

$$\sigma_1 = \frac{51,0064\text{ KN}\cdot\text{m}}{D_{et}^3} = \sigma_a \quad (95)$$

$$\sigma_2 = \frac{-24,8561\text{ KN}\cdot\text{m}}{D_{et}^3} = \sigma_b \quad (96)$$

4.10.2.1 Critério de falha estático Tensão máxima de cisalhamento.

O material utilizado para a fabricação do eixo do tambor é o aço 1045. Tal escolha foi feita com base em suas propriedades mecânicas, em especial, seu módulo de elasticidade.

Tensão máxima de cisalhamento. [11].

$$\sigma_a \geq \sigma_b \geq 0$$

$$\sigma_1 = \sigma_a \text{ e } \sigma_3 = 0 \qquad \sigma_a \geq \frac{S_y}{n_d} \qquad (97)$$

$$\sigma_a \geq 0 \geq \sigma_b$$

$$\sigma_1 = \sigma_a \text{ e } \sigma_3 = \sigma_b \qquad \sigma_a - \sigma_b \geq \frac{S_y}{n_d} \qquad (98)$$

$$0 \geq \sigma_a \geq \sigma_b$$

$$\sigma_1 = 0 \text{ e } \sigma_3 = \sigma_b \qquad \sigma_b \geq -\frac{S_y}{n_d} \qquad (99)$$

Os fatores S_y e n_d mostrados anteriormente são o limite de resistência ao escoamento e o fator de segurança respectivamente.

Para um valor de D_{et} genérico, pode-se notar que a condição da Eq. (98) é atendida. Substituindo as Eq. (95) e (96) na Eq. (98), obtém-se o diâmetro mínimo de 0,07913 m ou 79,13 mm para este critério de falha.

4.10.2.2 Critério de falha estático da Teoria da energia de distorção para materiais dúcteis.

Teoria da energia de distorção para materiais dúcteis. [11].

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \geq \frac{S_y}{n_d} \qquad (100)$$

Substituindo-se as Eq. (95) e (96) na Eq. (100), obtém-se um diâmetro mínimo de 0,0759 m ou 75,92 mm para este critério de falha.

4.10.2.3 Critério de falha Coulomb-MOHR para materiais dúcteis.

Critério de falha Coulomb-MOHR para materiais dúcteis. [11].

$$\begin{aligned}\sigma_a &\geq \sigma_b \geq 0 \\ \sigma_1 &= \sigma_a \text{ e } \sigma_3 = 0 & \sigma_a &\geq S_t\end{aligned}\quad (101)$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &\geq 0 \geq \sigma_b \\ \sigma_1 &= \sigma_a \text{ e } \sigma_3 = \sigma_b & \frac{\sigma_a}{S_t} - \frac{\sigma_b}{S_c} &= \frac{1}{n_d}\end{aligned}\quad (102)$$

$$\begin{aligned}0 &\geq \sigma_a \geq \sigma_b \\ \sigma_1 &= 0 \text{ e } \sigma_3 = \sigma_b & \sigma_b &\geq -S_c\end{aligned}\quad (103)$$

A Equação (102) é a que melhor se adequa a situação do projeto do eixo do tambor de enrolamento. S_t e S_c são o limite de resistência à tração e o limite de resistência à compressão respectivamente. Novamente, substituindo as Eq. (95) e (96) na Eq. (102), obtém-se um diâmetro mínimo de 0,0748m ou 74,8 mm para este critério de falha.

Como mostrado, o diâmetro mais conservador foi o encontrado por Tensão máxima de cisalhamento de 79,13 mm , com um fator de segurança de 2,94. Logo, este é o diâmetro mínimo para critério de falha estática.

4.10.3 Projeto do eixo do tambor para vida em fadiga

Para o projeto do eixo para vida em fadiga, devem-se levar em conta as tensões médias e alternadas. A partir destas, é possível deduzir expressões junto com critérios de falha em fadiga que retornem diâmetros mínimos para uma vida segura em fadiga. Para isso, definem-se as expressões médias e alternadas como nas Eq. de (104) a (107) [11].

$$\sigma_A = K_f \frac{M_A c}{I} \quad (104)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (105)$$

$$\tau_A = K_{fs} \frac{T_A c}{J} \quad (106)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (107)$$

Fazendo-se para o caso de um eixo de seção circular maciça, encontram-se as expressões das Eq. (108) a (109) [11].

$$\sigma_A = K_f \frac{32M_A}{\pi D_{et}^3} \quad (108)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi D_{et}^3} \quad (109)$$

$$\tau_A = K_{fs} \frac{16T_A}{\pi D_{et}^3} \quad (110)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi D_{et}^3} \quad (111)$$

Utilizando o critério de falha de von MISES para compor as tensões alternadas e médias, encontram-se os coeficientes intermediários listados nas Eq. (112) e (113) [11].

$$\sigma_A' = (\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{16}{\pi D_{et}^3} \sqrt{4(K_f M_A)^2 + 3(K_{fs} T_A)^2} = \frac{16A}{\pi D_{et}^3} \quad (112)$$

$$\sigma_m' = (\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{16}{\pi D_{et}^3} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} = \frac{16B}{\pi D_{et}^3} \quad (113)$$

O critério de falha por GERBER pode ser definido como na Eq. (114) [11].

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = \frac{N \sigma_A'}{S_e} + \left(\frac{N \sigma_m'}{S_{ut}} \right)^2 = \frac{16NA}{\pi D_{et}^3 S_e} + \left(\frac{16NB}{\pi D_{et}^3 S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (114)$$

Substituindo as tensões de von MISES e solucionando para o diâmetro do eixo do tambor de enrolamento, pode-se deduzir a expressão da Eq. (115) [11].

$$D_{et} = \left(\frac{8NA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{ASut} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (115)$$

Seguindo o mesmo método realizado para GERBER, tem-se o critério de falha por GOODMAN, explicitado na Eq. (116) [11].

$$\frac{\sigma_A'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{Sut} = \frac{1}{N} \quad (116)$$

Substituindo as tensões de von MISES, obtém-se as Eq. (117) e (118).

$$\sigma_A' = (\sigma_A^2 + 3\tau_A^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f}{\pi D_{et}^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}T_A}{\pi D_{et}^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (117)$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f M_f}{\pi D_{et}^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}T_m}{\pi D_{et}^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (118)$$

Solucionando para o diâmetro do eixo, deduz-se a Eq. (119) [11].

$$D_{et} = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} \left(4(K_f M_A)^2 + 3(K_{fs} T_A)^2 \right) + \frac{1}{Sut} \left(4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (119)$$

Os fatores K_f e K_{fs} são iguais a um, já que o eixo projetado é projetado com base em um diâmetro mínimo sem entalhe. Caso ocorra uma mudança no diâmetro da seção, será sempre para aumentar o diâmetro em relação o diâmetro mínimo.

Para vida infinita em fadiga, utiliza-se a Eq. (120) [11].

$$S_e' = \begin{cases} 0,504Sut \text{ Kpsi ou Mpa} & Sut \leq 212\text{Kpsi}(1460)\text{Mpa} \\ 107\text{Kpsi} & Sut > 212\text{Kpsi} \\ 740 \text{ Mpa} & Sut > 1460 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (120)$$

O material escolhido para o eixo é o aço 1045 forjado, com $S_{ut}=585$ MPa, que é menor que 1460MPa. logo $S_e' = 0,504 \cdot 585 = 294,84$ MPa.

A resistência à fadiga é dada segundo a equação de Marin [11].

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad (121)$$

Os fatores são explicitados como:

- Fator de modificação de condição de superfície [11].

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (122)$$

O eixo será forjado. Para tal, $a=272$ MPa e $b=-0,995$. $K_a = 0,48$

- Fator de modificação de tamanho [11].

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2in \\ 0,9d^{-0,157} & 2 < d \leq 10in \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,5d^{-0,157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases} \quad (123)$$

O diâmetro do eixo d para cálculo do fator de modificação de tamanho foi o eixo encontrado pela rigidez à deflexão de 89,5 mm. Tal escolha foi feita para deixar o projeto mais conservador. Assim, obtém-se $K_b = 0,741$.

- Fator de modificação [11].

$$K_c = \begin{cases} 1 & flexão \\ 0,85 & axial \\ 0,59 & torção \end{cases} \quad (124)$$

O principal esforço no eixo do tambor é devido ao cortante e a torção. Por tal motivo, $K_c = 0,59$.

- Fator de modificação de temperatura [11].

$$K_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4 \quad (125)$$

$$70 \leq T_f \leq 1000^\circ F \quad (126)$$

A temperatura considerada é de $25^\circ C$ ou $77^\circ F$. Portanto, o valor de $K_d = 1,0019$.

- Fator de confiabilidade [11].

Da tabela 7-7 [11] para a confiabilidade de 95%, tem-se $K_e = 0,868$.

- Fator de modificação por efeitos variados

Sendo o mais conservador neste item $K_f = 1$.

Resolvendo a Eq. (121), encontra-se para a resistência à fadiga o valor de 53,807 MPa.

As tensões médias e alternadas podem ser definidas pelas Eq. (127) e (128) [11].

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (127)$$

$$F_A = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (128)$$

O torque máximo que o sistema de içamento sofre é durante o içamento da carga máxima. Ou seja, o torque de levantamento, que é de 6,161 kN·m. Já o torque mínimo é quando o equipamento esta sem carga. O peso dos cabos e do moitão gera um torque que deve ser considerado.

O peso total dos cabos já foi calculado na seção 4.6, que é de 305,508 kg, e o peso do moitão é fornecido pelo fabricante, que é de 207 kg. Somando-se o peso de ambos, encontra-se 512,508 kg, que convertidos para kN são iguais a 5,03kN.

Entretanto, deve-se dividir o valor da força total dos cabos somado com o do tambor por 6, para considerar o sistema de cabeamento de 12 cabos e cabeamento duplo, o que retorna 0,837 kN. Multiplicando-se pelo diâmetro de enrolamento do tambor $D = 0,71$ m, encontra-se 0,595 kN·m para o valor do torque mínimo.

O momento máximo segue a mesma lógica empregada para calcular o torque máximo. Entretanto, iremos utilizar o diagrama de esforço interno para o momento fletor para obter o momento máximo. O momento máximo fica dentro da seção $0,0625 \leq x \leq 1,0875$ m e tem valor de 0,6415 kN·m.

Novamente, o cálculo do momento fletor mínimo é semelhante ao realizado no torque mínimo. Entretanto, chamando de Q' o esforço cortante gerado apenas pelo peso dos cabos, do moitão e do peso do tambor, ou seja, 1,586 kN+0,837 kN, obtém-se um valor de 2,424kN. Multiplicando-se pela seção crítica, encontra-se o momento mínimo de 0,151kN.

Substituindo os resultados nas Eq. (127) e (128), obtém-se os valores de $M_m = 0,383kN * m$, $M_A = 0,232$ kN·m, $T_m = 3,378$ kN·m, $T_A = 2,783$ kN·m.

Listando todos os fatores utilizados para o cálculo do eixo para vida em fadiga, e utilizando um programa feito em MATLAB para realizar as operações, encontram-se os diâmetros mínimos segundo os critérios de falha. $K_f = 1$; $K_{fs} = 1$; $S_{ut} = 585 \text{ Mpa}$; $S_e' = 294,84 \text{ Mpa}$; $K_a = 0,48$; $K_b = 0,741$; $K_c = 0,59$; $K_d = 1,0019$; $K_e = 0,868$; $K_f = 1$; $S_e = 53,807 \text{ Mpa}$; $M_m = 0,383 \text{ kN} \cdot \text{m}$; $M_A = 0,232 \text{ kN} \cdot \text{m}$; $T_m = 3,378 \text{ kN} \cdot \text{m}$; $T_A = 2,783 \text{ kN} \cdot \text{m}$.

Diâmetros mínimos segundo critérios de falha por fadiga.

GERBER=0,079m ou 80 mm.

GOODMAN=0,0842 ou 84 mm.

Logo o diâmetro mínimo considerando os critérios de deflexão, critério de falha estático e fadiga é de 89,5 mm.

4.10.4 Verificação do eixo quanto à velocidade crítica.

A velocidade de rotação de um eixo pode ocasionar deflexões não esperadas. Para evitar tal problema, deve-se checar o quão longe da velocidade crítica a velocidade de serviço está. Para tal, aplica-se a Eq. (129) [11].

$$\omega = \left(\frac{\pi}{l^2} \right) \left(\frac{gEI}{A\gamma} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (129)$$

Antes de explicitar os coeficientes e seus valores, duas considerações devem ser tomadas: 1°, o comprimento do eixo é o comprimento entre mancais que representa a maior seção do eixo, ou seja, a seção crítica para deflexão por rotação; 2°, o diâmetro utilizado no cálculo da área é o diâmetro mínimo encontrado na seção 4.10.2 de 89,5 mm

$$g = \text{Gravidade} = 9,78 \text{ m/s}^2$$

$$l = \text{comprimento do eixo} = 1,15 \text{ m}$$

$$E = \text{módulo de elasticidade} = 206 \text{ GPa}$$

$$I = \text{Momento de inércia da área transversal} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (130)$$

$$A = \text{Área da seção transversal} = \pi D \quad (131)$$

$$\gamma = \text{Peso específico} = 7870 \text{ kg/m}^3$$

Substituindo os fatores na Eq. (129), encontra-se $1,2 \cdot 10^4$ rad/s, que é $\omega = 1,24 \cdot 10^3$ rpm. O valor da velocidade crítica é muito maior que o valor de 27 rpm da velocidade rotação do eixo. Logo, a deflexão por rotação não é um problema.

4.11 PROJETO DO FIXADOR DOS CABOS DE AÇO

A fixação dos cabos de aço no tambor de enrolamento é feita por meio de uma placa parafusada no tambor. Tal placa pressiona os cabos de maneira que o atrito entre os cabos e o tambor seja maior que a tração devido ao içamento. Este método é amplamente utilizado e a própria parede do tambor já é feita de maneira a não se fragilizar com a presença dos furos dos parafusos de fixação [05]. O livro texto [01] define valores para os parâmetros de projeto como: o número de parafusos, a distância entre os furos, o formato do canal na placa de fixação e a distância dos cabos ‘fixados’ até os cabos que irão enrolar e desenrolar no tambor. Vale lembrar que quando foi calculado o comprimento de enrolamento do tambor, duas voltas para fixação foram consideradas, e é justamente nas duas últimas voltas que os cabos são fixados.

Outro ponto importante que deve ser considerado é de que um cabo submetido à tração e enrolado em torno de um cilindro gera uma força de aperto que causa um atrito grande contra o deslizamento do cabo. Dessa forma, o livro texto [05] apresenta a Eq. (132), que fornece a força de atrito mínima para que o fixador seja eficiente em função da tração, do fator de atrito e do número de voltas do cabo de aço em torno do tambor.

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu 2\pi n} \quad (132)$$

Sendo os parâmetros utilizados:

$S_1 = \text{Tração do cabo devido à carga de içamento} = 8,677 \text{ kN}$

$S_2 = \text{Tração mínima para o fixador}$

$\mu = 0,15$. - Fator de atrito entre os cabos e tambor.

$n = \text{número de voltas para fixação} = 2$

Considera-se que a placa forneça apenas força normal sobre o cabo, e, por tal motivo, os parafusos não sofrem esforço cisalhante.

Substituindo-se os fatores na Eq. (132), encontra-se 1,318 kN para S_2 . Aplicando-se a fórmula para atrito seco dada na Eq. (133), encontra-se a força normal mínima para gerar um atrito igual a S_2 em função do coeficiente de atrito μ .

$$Fat = S_2 = N' \cdot \mu \quad (133)$$

Logo, a força normal mínima na placa é de 8,796 kN. Como são dois parafusos igualmente espaçados, cada parafuso será submetido a 4,396 kN de tração.

O livro texto [05] fornece de maneira tabelada em função do diâmetro do cabo de aço alguns coeficientes para a fixação dos cabos.

$K=52$ mm - Distância entre os eixos de rotação dos parafusos de fixação.

$T=35$ mm - Distância máxima da placa ao próximo cabo não fixado.

$d_0 = 16$ mm –Diâmetro primitivo dos parafusos de fixação.

$C=5$ mm – Profundidade do sulco dos cabos de aço.

Tais coeficientes podem ser melhor entendidos com as Fig. (4.44) e (4.45).

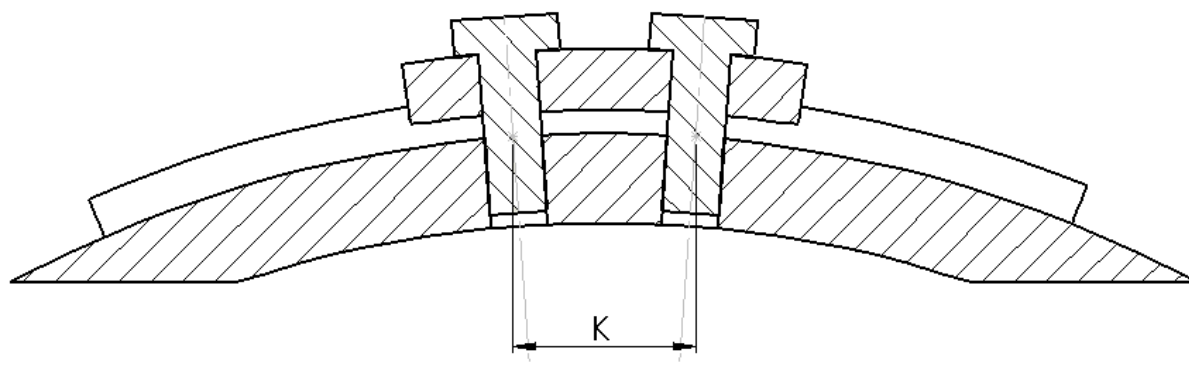


Figura 4.44-Vista em corte do fixador dos cabos de aço já montado sobre o tambor de enrolamento junto com seus parafusos e cabos.

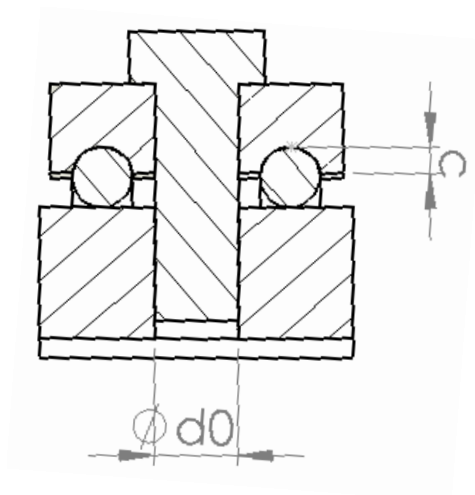


Figura 4.45-Vista em corte do fixador dos cabos de aço já montado sobre o tambor de enrolamento junto com seus parafusos e cabos.

Com os dados fornecidos pelo livro texto [05], mais precisamente, a distância entre os centros dos parafusos sobre a superfície do tambor, ou o coeficiente k , e os diâmetros mínimos dos parafusos, inicia-se o projeto da placa de fixação. Para tal, usa-se a distância mínima dos furos às bordas [10]. Segundo a bibliografia para uma peça cerrada, a distância entre o centro do furo e a borda da peça deve ser de no mínimo 1,75 vezes o diâmetro do furo. Como cada furo tem o diâmetro do parafuso correspondente a 16 mm, a distância mínima denotada por 'a' é igual a 28 mm. A Figura (4.46) exemplifica melhor esta questão.

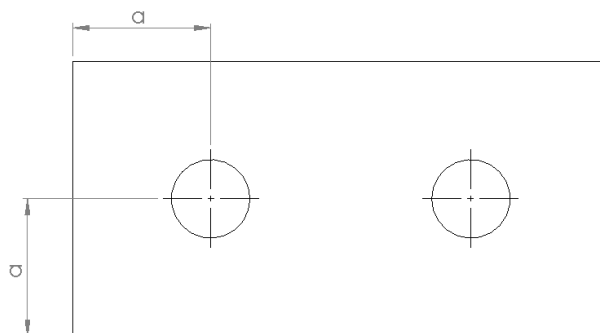


Figura 4.46-Desenho esquemático sobre as distancias entre o centro dos furos e a borda do fixador dos cabos de aço.

A distância entre os furos pode ser encontrada calculando-se o ângulo formado pela distância K . Com base em tal ângulo e a distância da peça ao centro geométrico, é possível calcular a distância entre furos. A distância curva é muito próxima de sua projeção plana, por isso esta pode ser aproximada para tal. A relação geométrica citada pode ser melhor entendida pela Fig. (4.47).

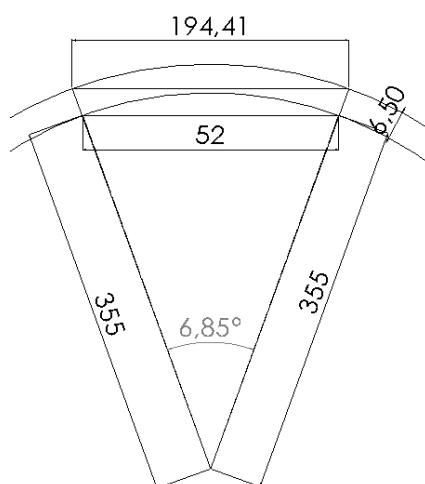


Figura 4.47-Esquema das relações entre as distâncias entre eixos e a distância K em função dos raios de localização.

Com tal relação, encontra-se a distância de 194,41 mm, que é aproximadamente 194 mm. Logo, adicionando-se as distâncias entre os centros dos furos e as bordas, encontra-se um comprimento de 250 mm e uma largura de 56 mm.

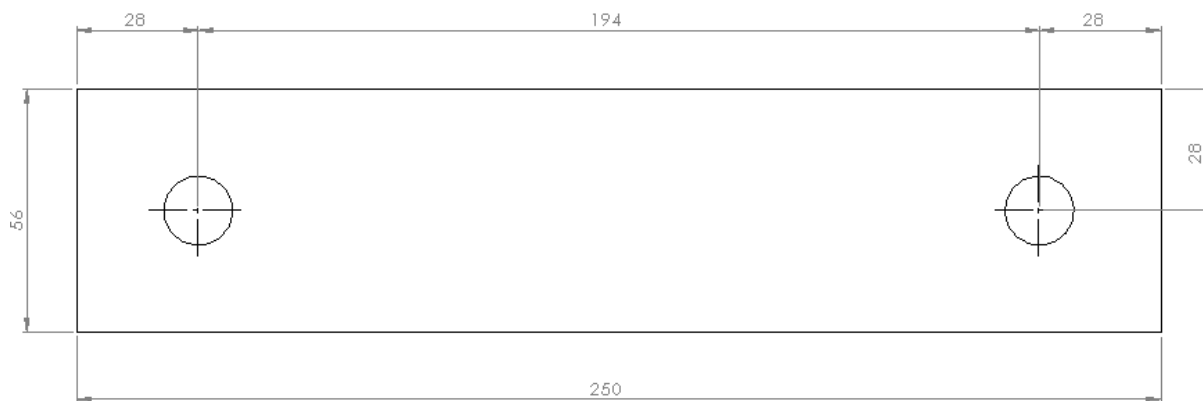


Figura 4.48-Desenho esquemático mostrando as dimensões iniciais da placa de fixação dos cabos de aço.

4.11.1 Cálculo da espessura da placa de fixação dos cabos de aço.

Algumas considerações devem ser feitas para o cálculo da espessura mínima da placa de fixação. 1º: seu comprimento curvo pode ser aproximado para uma distância plana, já que a projeção do comprimento curvo sobre um plano é muito próximo da real. 2º: a espessura encontrada não leva em conta as ranhuras dos cabos de aço. Dessa forma, a placa é mais forte que a resistência mínima calculada. 3º: devido ao fato da placa ser curva ao longo de seu comprimento, a placa é muito mais resistente à rigidez à deflexão ao longo de sua largura. Por tal motivo, os esforços são calculados ao longo de seu comprimento, desconsiderando os esforços ao longo de sua largura.

Com base no diagrama de corpo livre da placa de fixação da Fig. (4.49), pode-se encontrar os esforços.

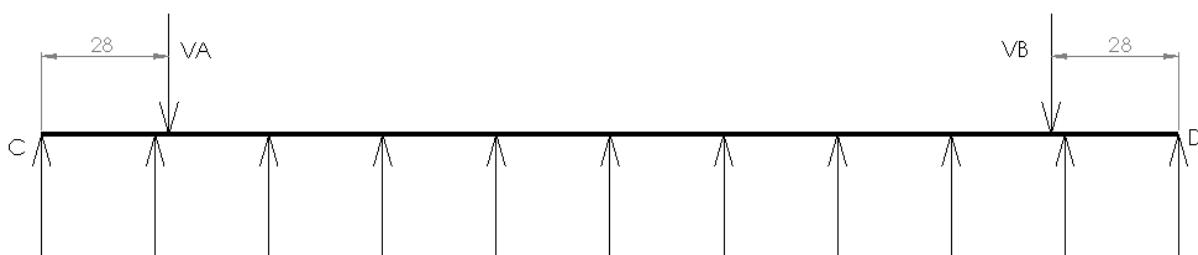


Figura 4.49- Diagrama de corpo livre da placa de fixação dos cabos de aço com força distribuída.

A força resultante do carregamento distribuído já foi calculada anteriormente para a força de aperto da placa. Possui o valor de 8,796 kN e pode ser representada agindo sobre o centro da figura, calculada pela integração da força ao longo da placa, como mostrado na Fig. (4.50).

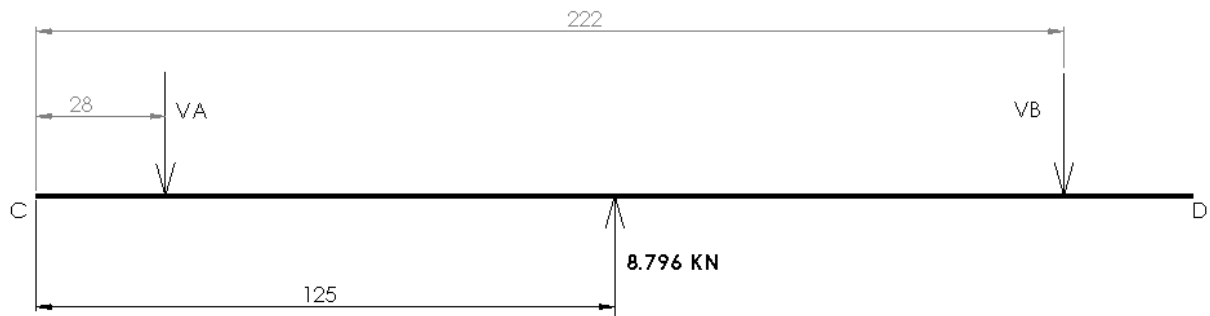


Figura 4.50- Diagrama de corpo livre da placa de fixação dos cabos de aço com força concentrada.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (134)$$

$$-V_A - V_B = 8,796 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto c:

$$\sum M_c = 0 \quad (135)$$

$$125 \cdot 8,796 - 222 \cdot V_B = 0 \quad (136)$$

$$V_B = 4,398 \text{ kN}, \text{ logo } V_A = 4,398 \text{ kN}$$

Cálculo dos esforços internos.

Para a seção $0 \leq X \leq 0,028 \text{ m}$

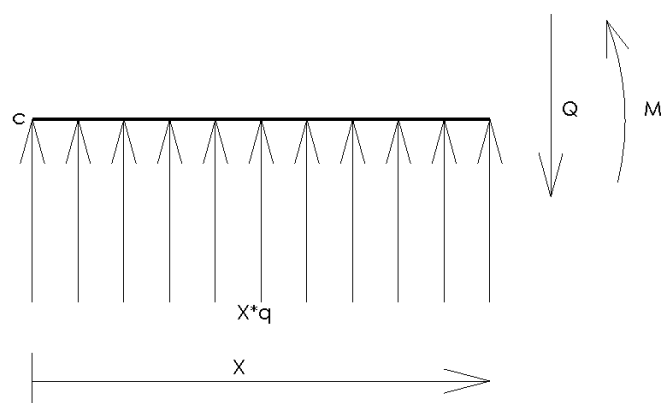


Figura 4.51- Diagrama de corpo livre da seção $0 \leq X \leq 0,028 \text{ m}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (137)$$

$$+q \cdot x - Q = 0 \quad (138)$$

$$Q = q \cdot x \quad (139)$$

$$q = \frac{8,796}{0,25} = 35,184 \text{ kN/m} \quad (140)$$

$$Q = 35,184 \text{ kN/m} \cdot x$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto c:

$$\sum M_c = 0 \quad (141)$$

$$qx \cdot \frac{x}{2} - Qx + M = 0 \quad (142)$$

$$M = \frac{qx^2}{2} + Qx \quad (143)$$

$$M = 17,592x^2$$

Para a seção $0,028 \leq X \leq 0,222 \text{ m}$

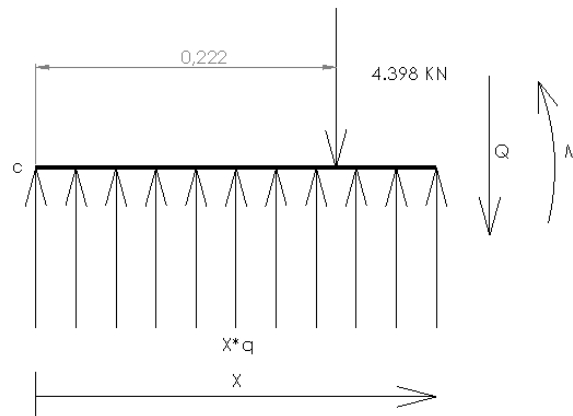


Figura 4.52- Diagrama de corpo livre da seção $0,028 \leq X \leq 0,222 \text{ m}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (144)$$

$$+q \cdot x - 4,398 - Q = 0 \quad (145)$$

$$Q = 35,184x - 4,398 \quad (146)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto c:

$$\sum M_c = 0 \quad (147)$$

$$qx \cdot \frac{x}{2} - 0,028 \cdot 4,398 - Qx + M = 0 \quad (148)$$

$$\frac{qx^2}{2} - 0,123 - Qx = -M \quad (149)$$

$$M = -\frac{qx^2}{2} + 0,123 + 35,184x^2 - 4,398x \quad (150)$$

$$M = 17,592x^2 - 4,398x + 0,123 \quad (151)$$

Para a seção $0,222 \leq X \leq 0,250$ m

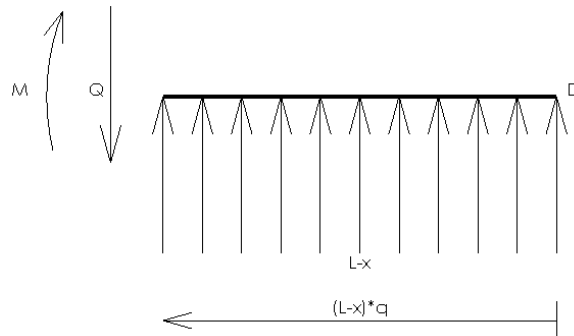


Figura 4.53- Diagrama de corpo livre da seção $0,222 \leq X \leq 0,250$ m

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (152)$$

$$+q \cdot (L-x) + Q = 0 \quad (153)$$

$$Q = -35,184(L-x) \quad (154)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto c:

$$\sum M_c = 0 \quad (155)$$

$$-M - Q(L-x) - \frac{(L-x)}{2} \cdot q(L-x) = 0 \quad (156)$$

$$M = 35,187(L-x)^2 - \frac{35,187(L-x)^2}{2} \quad (157)$$

$$M = 17,592(L-x)^2 \quad (158)$$

$$M = 17,592(0,250 - x)^2 \quad (159)$$

Os Diagramas de esforços internos do diagrama de corpo livre da placa de fixação dos cabos de aço estão no Anexo 4.

4.11.1.1 Análise das seções críticas

Os esforços máximos ocorrem para $x=0,028$, $0,125$ e $0,222$ m.

Para a seção de $x=0,028$ m

Primeiramente, calcula-se o momento de inércia para área da seção transversal representada na Fig. (4.54), para posterior substituição na Eq. (52). Como a peça não sofre momento torçor, a Eq. (53) não será utilizada.

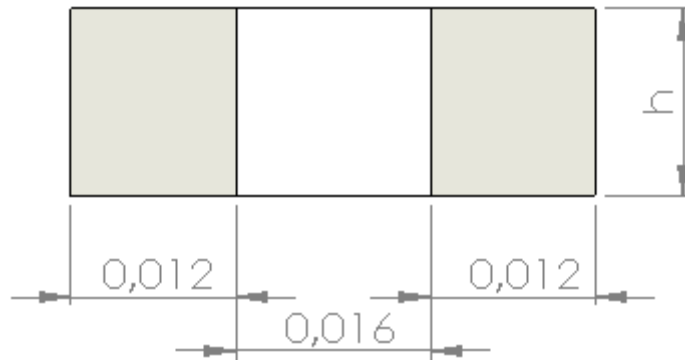


Figura 4.54-Representação da área da seção transversal da placa de fixação dos cabos de aço para a seção de $x=0,028$ m.

O momento de inércia da área transversal não homogênea pode ser encontrado calculando-se o momento de inércia para a área total menos o momento de inércia da área em vazio. O momento de inércia para um retângulo de inércia é dado pela Eq. (160).

$$I_{zz} = \frac{bh^3}{12} \quad (160)$$

Resolvendo para a área da seção de $x=0,028$ m, obtém-se a Eq. (162) em função da espessura h .

$$I_{zz} = \frac{0,04h^3}{12} - \frac{2 \cdot 0,012h^3}{12}. \quad (161)$$

$$I_{zz} = 0,0013h^3 \quad (162)$$

Fazendo-se $yy = h/2$ e substituindo junto com a Eq. (163) na Eq. (164), obtém-se a Eq. (165) para tensão σ_x .

$$\sigma_x = \frac{M}{2,67h^2} \quad (163)$$

Utilizando o momento fletor para a seção de 0,042 kN·m e as Eq. (55), (56), (57) e (75) para aplicar o círculo de MOHR, encontra-se os valores para σ_1 e σ_2 listados nas Eq. (164) e (165).

$$\sigma_1 = \frac{2,359}{h^2} \quad (164)$$

$$\sigma_2 = \frac{-0,7865}{h^2} \quad (165)$$

A placa de fixação não sofre carregamento cíclico. Por tal motivo, critérios de falha estático serão utilizados para encontrar a espessura mínima da placa.

- Coulomb MOHR

Critério de falha Coulomb MOHR frágil. [11].

$$\sigma_a = \frac{Sut}{N_d} \quad \sigma_a \geq \sigma_b \geq 0 \quad (166)$$

$$\frac{\sigma_a}{Sut} - \frac{\sigma_b}{Suc} = \frac{1}{N_d} \quad \sigma_a \geq 0 \geq \sigma_b \quad (166)$$

$$\sigma_b = \frac{Suc}{N_d} \quad 0 \geq \sigma_a \geq \sigma_b \quad (167)$$

Os fatores Suc e N_d mostrados anteriormente são o limite de resistência à compressão e o fator de segurança respectivamente. Com a Eq. (166) para o material de ferro fundido e fator de segurança igual a 2,94, encontrou-se através das Eq. (164) e (165) a espessura mínima de 19,34mm.

- MOHR modificado I

Critério de falha MOHR modificado I. [11].

$$\sigma_a = \frac{Sut}{N_d} \quad \sigma_a \geq \sigma_b \geq 0 \quad \left| \frac{\sigma_a}{\sigma_b} \right| \leq 1 \quad (168)$$

$$\sigma_a \geq 0 \geq \sigma_b$$

$$\frac{(Suc-Sut)\sigma_a}{Suc Sut} - \frac{\sigma_b}{Suc} = \frac{1}{N_d} \quad \sigma_a \geq 0 \geq \sigma_b \quad \left| \frac{\sigma_b}{\sigma_a} \right| > 1 \quad (169)$$

$$\sigma_b = \frac{Suc}{N_d} \quad 0 \geq \sigma_a \geq \sigma_b \quad (170)$$

Os critérios de MOHR modificado I,II e tensão normal máxima para materiais frágeis para este caso retornam o mesmo resultado. Seguindo a mesma explicação dada em Coulomb MOHR, mas aplicando a Eq. (168), obteve-se 6,23 mm de espessura mínima da chapa de fixação para $x=0,028$.

Para a seção de $x=0,125m$

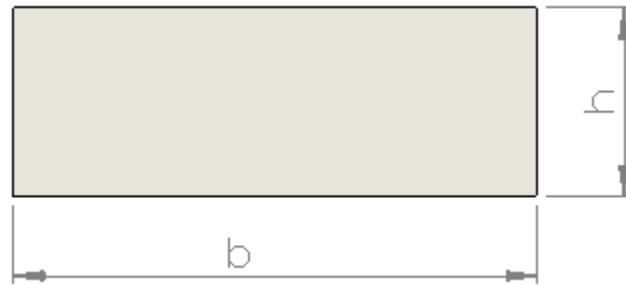


Figura 4.55-Representação da área da seção transversal da placa de fixação dos cabos de aço.

A seção 0,125, ao contrário da seção 0,028, possui o momento de inércia da área transversal simples. Este pode ser calculado pela Eq. (115) com $b=0,056$ mm. Para tal, o momento de inércia em função da altura h é $0,0047h^3$. Novamente, não será considerado o esforço torçor por este ser igual a zero. O valor de $yy = h/2$. O valor do momento fletor para esta seção é de $-0,152$ kN·m. Substituindo todos os termos mostrados na Eq. (57), encontra-se a expressão da Eq. (115) para tensão σ_x .

$$\sigma_x = \frac{-M}{0,094h^2} \quad (171)$$

Substituindo-se o valor do momento na Eq. (171) e novamente aplicando o círculo MOHR por meio das Eq. (55), (56), (57) e (58), obtém-se as tensões σ_1 e σ_2 apresentadas nas Eq. (172) e (173) respectivamente.

$$\sigma_1 = \frac{-48,51}{h^2} \quad (172)$$

$$\sigma_2 = \frac{16,17}{h^2} \quad (173)$$

Aplicando-se os critérios de falha estáticos como mencionado anteriormente:

- Coulomb mohr

Cálculando-se a Eq. (168) para o material de ferro fundido e fator de segurança igual a 2,94, encontrou-se utilizando as Eq. (172) e (173) a espessura mínima de 14,54mm

- MOHR modificado I

Como dito antes, os critérios de MOHR modificado I,II e tensão normal máxima para materiais frágeis para este caso retornam o mesmo resultado. Seguindo a mesma explicação já mencionada para este mesmo critério de falha nesta seção e utilizando a Eq. (168), obtém-se 28,1 mm de espessura mínima da chapa de fixação para $x=0,125$.

Como o maior valor para h encontrado foi para MOHR modificado I para a seção $x=0,125$ mm, a espessura de placa de fixação será de 28 mm.

As Figuras (4.56), (4.57) e (4.58) exemplificam melhor as dimensões calculadas para a placa de fixação.

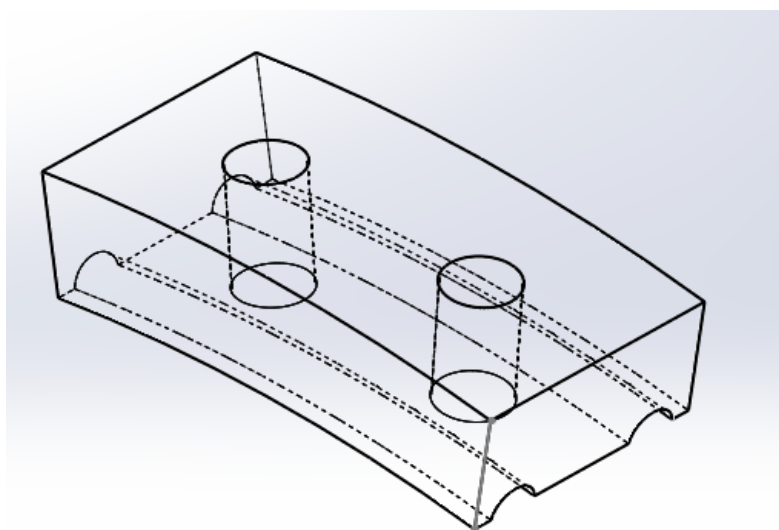


Figura 4.56-Representação da placa de fixação dos cabos de aço.

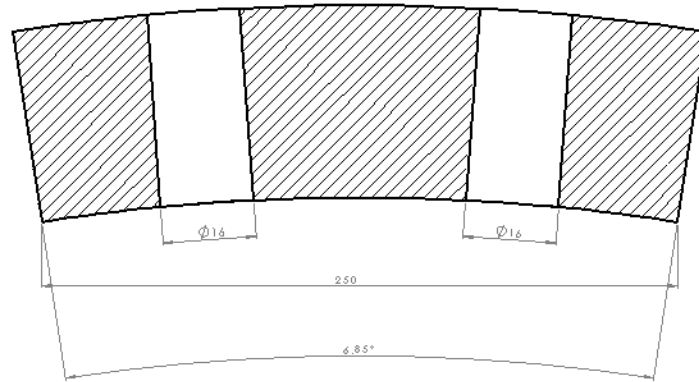


Figura 4.57-Vista em corte longitudinal da placa de fixação dos cabos de aço.

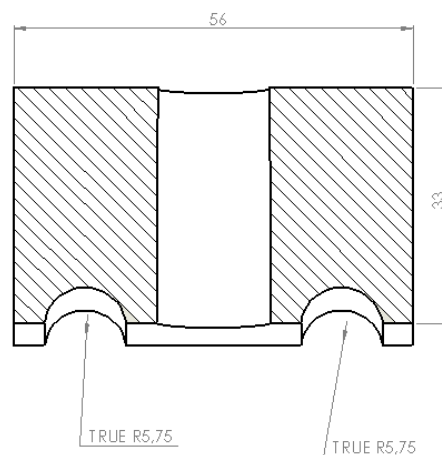


Figura 4.58-Vista em corte transversal da placa de fixação dos cabos de aço.

4.11.2 Seleção dos parafusos de fixação da placa de fixação dos cabos de aço.

O diâmetro do parafuso é dado por $d_0 = 16$ mm. Logo, pode-se calcular a tensão que o mesmo será submetido dividindo-se a força por sua área. A tensão mínima que o parafuso será submetido é de 244,7 MPa. Com esta tensão, classifica-se o mesmo como M5 de material de médio carbono [11].

A tração máxima nos parafusos, independente de onde estejam, deve ser menor que 65% da resistência máxima do parafuso [04]. Segundo a classificação do parafuso, sua tensão é de 830 MPa [11]. Portanto, 65% de sua resistência é 539 MPa, que é bem acima dos 244,7MPa necessários.

Assim, selecionou-se o parafuso sextavado 8.8Ma Ri de código 169 564 04 feito em aço carbono médio de comprimento 65 mm e diâmetro de 16 mm. O fator de seleção empregado foi baseado no comprimento. Já que os outros fatores eram pré-determinados, seu comprimento pode ser calculado somando-se os comprimentos da parte rosqueada, o diâmetro dos cabos de aço e a espessura da placa

de fixação, 25mm+11,5mm+28mm respectivamente. Vale lembrar que este é um parafuso prisioneiro e que será fixado diretamente no tambor.

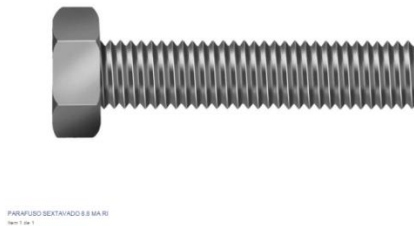


Figura 4.59- parafuso sextavado 8.8Ma Ri(<http://www.ciser.com.br/produtos/fixadores/parafuso-sextavado/16056904>)

4.12 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR E DO MOTOR ELÉTRICO DO SISTEMA DE IÇAMENTO

A seleção da caixa de redução foi feita antes de se determinar a solda entre o tambor de enrolamento e seu eixo, porque durante o projeto notou-se que poucas caixas de redução se enquadravam no projeto, e não havia muitas possibilidades de acoplamentos para tais caixas disponíveis no mercado nacional. Por tal motivo, o diâmetro do eixo do tambor aumentará levemente para se enquadrar nos requisitos do projeto.

Algumas considerações devem ser tomadas quanto à seleção do redutor de velocidade: 1º: de acordo com a norma [04] deve-se levar em conta a classe de partida do redutor. Tal fator superestima o redutor e consequentemente a potência do motor para considerar o momento crítico de partida do sistema. 2º: a rotação de saída do redutor não pode ser maior que a rotação de içamento calculada. Tal aumento pode comprometer toda a estrutura que foi dimensionada considerando certo acréscimo nos esforços devido à inércia da carga.

Os fatores utilizados para a seleção do motoredutor propulsor do tambor de enrolamento são: o torque de saída do redutor, a rotação de saída do mesmo e a potência do motor empregado. Iniciou-se com o cálculo do torque mínimo fornecido pelo redutor, calculado abaixo.

$$T_r = 2 \cdot 8,677 \cdot 0,355 = 6,161 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Sendo dois cabos com tração de 8,677 kN presos no tambor de enrolamento de 0,355m de raio.

A rotação de saída do redutor deve ser de no máximo 27 rpm como calculado anteriormente. A potência mínima do motor elétrico foi calculada segundo a expressão apresentada na Eq. (174) [02]

$$P_1 = \frac{S_l \cdot V_l}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot 1000} \quad (174)$$

Sendo os fatores:

$$S_l = \text{Carga de serviço} = 2 \cdot 8677 \text{ N} = 17354 \text{ N}$$

$$V_l = \text{Velocidade de içamento} = 0,167 \text{ m/s}$$

$$\eta_1 = \text{Rendimento da caixa de redução} = 93,3\% (\text{fabricante de motoredutores SEW})$$

$$\eta_2 = \text{Rendimento dos mancais de rolamento} = 98\% [02]$$

A potência mínima encontrada foi de 3,138 kW

Optou-se em selecionar um motoredutor que consiste em um redutor com seu motor acoplado de fábrica pela praticidade e redução no tamanho do conjunto. Os fatores determinantes na seleção do motoredutor foram a velocidade de rotação de saída e o torque de saída. Com os dados em mãos, o motoredutor K107DRE180M4BE30/V foi selecionado. Tal motoredutor possui uma potência de 18,5 kW, muito acima da mínima necessária devido a dificuldade de obtenção de um equipamento com a rotação, torque e potência específicos do projeto. No caso deste projeto verificou-se que a velocidade de rotação, o torque e a potência deveriam ser verificados com esta ordem de prioridade. Tal ordem se deve ao fato de se ter evitado o aumento nas forças causadas pela inércia de elevação de carga que poderiam surgir com o aumento da rotação do tambor de enrolamento, o torque não poderia ser inferior ao já calculado, pois resultaria na incapacidade de elevação da carga e por último a potência que deveria ser maior que a mínima estipulada desde que os dois primeiros requisitos fossem cumpridos.

A classe de partida não foi considerada nos cálculos. A questão de superaquecimento por esforço excessivo além de improvável, devido à alta potência do equipamento, foi evitada pela presença de um ventilador para resfriamento do motor elétrico já instalado de fábrica. Segundo o fabricante, o motor trabalha em regime permanente e sempre entrega a mesma velocidade e torque de saída mesmo com baixas cargas. A velocidade de saída do motoredutor selecionado foi de 27 rpm, o que mostra que não haverá problemas quanto à já referida inércia da carga durante o içamento. O modelo selecionado possui freio interno instalado, caso haja interrupção no fornecimento de energia tal freio é instalado e interrompe a operação. A Figura (4.60) mostra o motoredutor selecionado.

A ficha técnica do motoredutor selecionado está no Anexo 5.



Figura 4.60- motoredutor SEW K167 DRE 225 M4 (<http://www.sew-eurodrive.com.br/produto/motoredutor-de-engrenagem-conica-linha-k.htm>)

O conjunto motoredutor é vendido junto e já acoplado pelo fabricante, logo o motor não foi realmente selecionado e sim verificado neste item. O motor em questão é o modelo DRE180M4 de potência de 18,5kW, rotação de saída de 1770 rpm e tensão de entrada de 220/380V. A ficha técnica do motor junto com seus desenhos técnicos está no Anexo 6. Pode-se ver o motor selecionado na Fig. (4.61).



Figura 4.61- Motor SEW DRE 225 MA (<http://www.sew-eurodrive.com.br/produto/motores-dr.htm>)

4.13 CÁLCULO DA RESISTÊNCIA DE SOLDA ENTRE O EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO E O TAMBOR DE ENROLAMENTO.

A solda entre o eixo do tambor e o tambor de enrolamento é do tipo entalhe. Assim, somente a maneira como a espessura efetiva é calculada irá mudar em relação ao modo como foi realizado na seção 4.9. As resistências máximas das soldas são dadas pelas Eq. (61) e (62) e seus coeficientes podem ser encontrados pelas Eq. (63), (64), (65), (66), (67) e (68). A Figura (4.34) representa a espessura efetiva em função de suas dimensões, e a Eq. (68) mostra como calcular a espessura efetiva em função das dimensões da solda.

Os valores dos coeficientes podem ser observados abaixo.

$$f_y = \text{Resistência a tração do metal base} - \text{Aço 1045} = 585 \text{ Mpa}$$

$$- \text{Ferro fundido cizento} = 179 \text{ MPa}$$

$$\text{Resistência do metal da solda} - \text{eletrodo E Ni Fe Cl} = 579 \text{ Mpa}$$

$$l = \text{Comprimento efetivo} = \pi \cdot D_{et} = 3,14 \cdot 0,09 = 0,283 \text{ m}$$

$$t = \frac{b_1 b_2}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}} \quad (68)$$

Os valores de b_1 e b_2 são iguais e serão calculados de maneira a proporcionar as dimensões da solda para a resistência necessária. Cada solda será submetida à somente metade do esforço torçor total devido ao fato de serem duas soldas, uma de cada lado do tambor. Logo, o valor de T é de $6,16 \text{ kN}/2 = 3,08 \text{ kN}$. Utilizando as Eq. (93) e (94) para compor as tensões, encontrou-se para um eixo maciço de momento de inércia calculado da mesma maneira que em 4.10 os valores de $\sigma_x = 0$, já que a solda não sofrerá momento fletor, e $\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = 21,529 \text{ kN/m}^2$, para o eixo com 90mm de diâmetro.

Utilizando as Eq. (55), (56), (57) e (58) para aplicar o círculo de MOHR, obtém-se os valores de $\sigma_1 = 3,831 \text{ kN/m}^2$ e $\sigma_2 = -3,831 \text{ kN/m}^2$

Utilizando os critérios de falhas para materiais dúcteis de Von MISES e Tresca para tensão plana para compor as tensões às quais as soldas serão submetidas, dadas pelas Eq. (175) e (176) [11], obtêm-se para as resistências de solda encontradas pelas Eq. (61) e (62), as seguintes dimensões de b:

$$\sigma_{misses} = (\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_b^2)^{\frac{1}{2}} = 63,292 \text{ kN/m}^2 \quad (175)$$

$$\sigma_{tresca} = (\sigma_x^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} = 109,625 \text{ kN/m}^2 \quad (176)$$

$$Rd_1 \text{ Aço 1045} = 116,978 \text{ kN/m}^2 \quad b_{Rd_1} = 0,023 \text{ m ou } 23 \text{ mm}$$

$$Rd_1 \text{ Ferro fundido cinzento} = 113,739 \text{ nK/m}^2 \quad b_{rd_1} = 0,0041 \text{ m ou } 41 \text{ mm}$$

$$Rd_2 = 114,903 \text{ kN/m}^2 \quad b_{Rd_2} = 0,030 \text{ m ou } 30 \text{ mm}$$

Importante esclarecer que para o cálculo dos valores de b, foi utilizado um código escrito em MATLAB, que consistiu em utilizar os critérios de falha de MISES e Tresca para se encontrar a resistência mínima da solda com um fator de segurança de 2,94. Em seguida, os valores de b foram variados até que fossem encontrados valores maiores ou iguais aos mínimos pré-determinados. A Figura (4.62) mostra com ficou as dimensões das soldas em relação ao eixo.



Figura 4.62- Desenho esquemático das soldas entre o eixo do tambor de enrolamento e o mesmo.

Importante notar que a solda não entra em contato com o rolamento, já que a distância entre o tambor e o rolamento é de 50 mm e a solda tem 41 mm.

4.14 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS E DAS CAIXAS DE ROLAMENTO.

Para a seleção do rolamento, consideraram-se três fatores: a carga a ser suportada, rotação máxima do rolamento e o diâmetro do eixo. Para uma melhor distribuição dos esforços, optou-se por utilizar três rolamentos, como mostrado na Fig. (4.63).

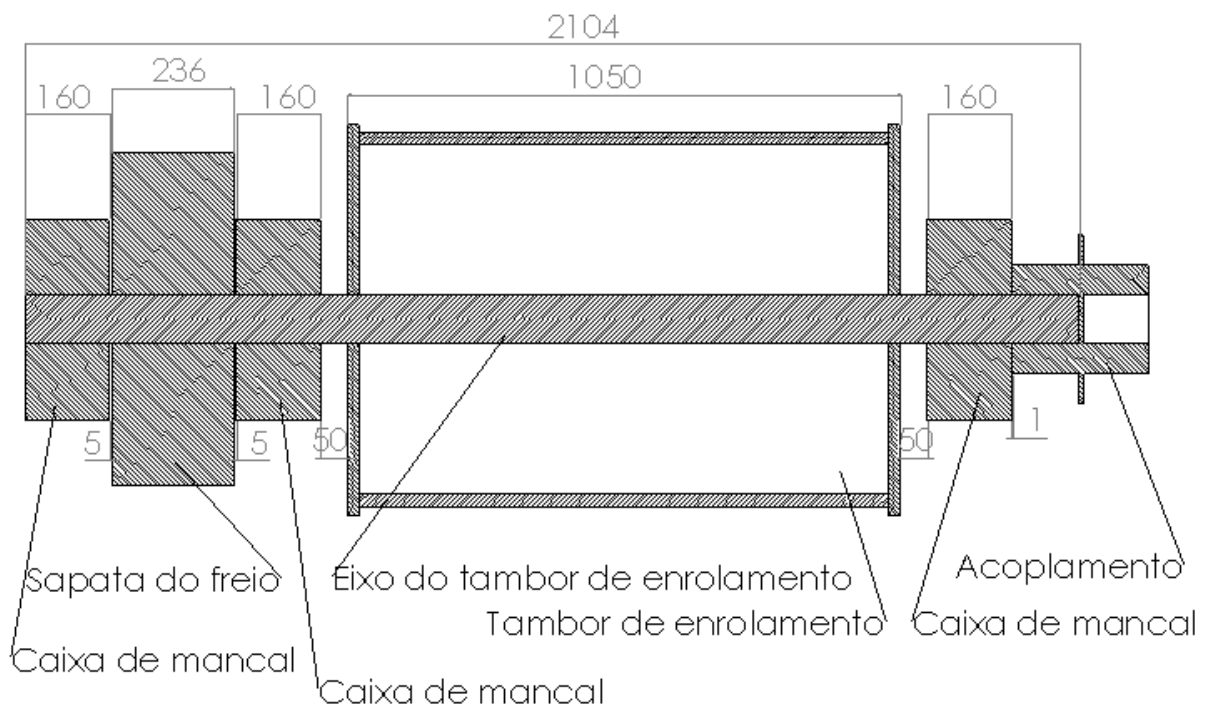


Figura 4.63- Vista em corte do eixo do tambor de enrolamento e seus componentes.

Para a composição dos esforços nos rolamentos do eixo do tambor de enrolamento, foi considerado o peso do eixo de 105 kg ou 1,0296 kN, o peso da sapata do freio de 258 kg ou 2,53 kN, e esforços causados pelo tambor de enrolamento, já considerando o seu próprio peso, o peso do cabeamento e o peso da carga de 10,263 kN em cada local de solda.

Com os dados das posições dos elementos e os esforços devido ao peso, foi realizada uma análise do rolamento mais solicitado por meio do diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (4.64).

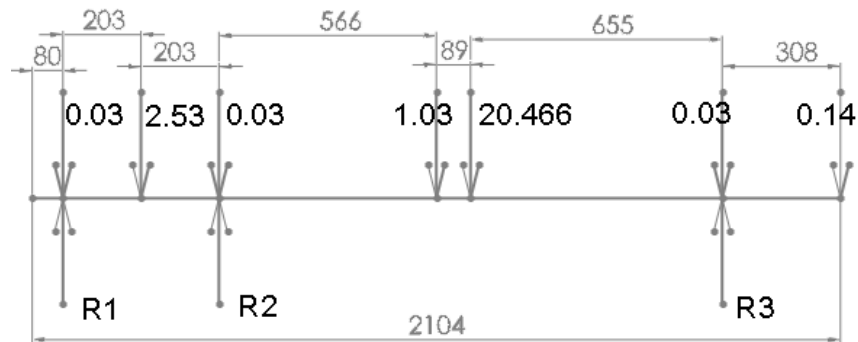


Figura 4.64- Diagrama de corpo de livre do eixo do tambor de enrolamento.

O eixo é hiperestático, e por tal motivo, o cálculo dos esforços é feito em 3 etapas.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação à R_2 :

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (177)$$

$$203 \cdot 2,53 + 406 \cdot 0,03 - 406 \cdot R_1 = 0 \quad (178)$$

$$R_1 = 1,315 \text{ kN}$$

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (179)$$

$$-566 \cdot 1,03 - (314) \cdot 20,4664 - 13100,03 + 1310 \cdot R_3 = 0 \quad (180)$$

$$R_3 = 10,8811 \text{ kN}$$

$$\sum F_v = 0 \quad (181)$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = 24,2564 \text{ kN} \quad (182)$$

$$R_2 = 12,0803 \text{ kN}$$

O rolamento mais solicitado é o rolamento entre o tambor de enrolamento e o freio de sapata. Para tal, os rolamentos serão selecionados com base em sua carga.

$$Q' = \text{Carga suportada} = (\text{esforço cortante máximo} + \text{peso do eixo}) \cdot n_d \quad (183)$$

$$Q' = (12,075) \cdot 2,94 = 35,516 \text{ kN}$$

$$\omega = \text{Rotação do eixo} = 27 \text{ rpm}$$

$$D_{et} = \text{Diâmetro do eixo do tambor de enrolamento} = 0,09 \text{ m}$$

Com tais dados, selecionou-se o rolamento carb SKF C2220 de capacidade para 415 kN e seu mancal de rolamento SKF SNL 520-617 de capacidade de 310 kN. Segundo o fabricante SKF, a vida esperada para este rolamento segundo a carga dinâmica de operação pode ser calculada de acordo com a Eq. (184) (SKF-www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html).

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60n_1} L_{10} \quad (184)$$

Sendo

$$L_{10} = \left(\frac{C_1}{P} \right)^{p_1} \quad (185)$$

$$L_{10} = \text{Vida nominal básica (com 90\% de confiabilidade) [milhões de revoluções]} \quad (186)$$

$$L_{10h} = \text{Vida nominal básica (com 90\% de confiabilidade) [horas operacionais]} \quad (187)$$

$$C_1 = \text{Classificação de carga dinâmica básica [kN]} = 415 \text{ kN}$$

$$P = \text{Carga dinâmica equivalente do rolamento [kN]} = 10/3 \cdot 35,516$$

$$n_1 = \text{Velocidade de rotação [r/min]} = 27 \text{ rpm}$$

$$p_1 = \begin{cases} \text{Expoente da equação de vida} \\ 3 \text{ para rolamentos de esferas} \\ \frac{10}{3} \text{ para rolamentos de rolos} \end{cases} \quad (188)$$

A vida para o rolamento selecionado segundo o fabricante SKF é de $1,94 \cdot 10^7$ horas de serviço, ou seja, os rolamentos não precisarão ser trocados. As Figuras (4.65) e (4.66) mostram os elementos selecionados. Suas fichas técnicas estão no Anexo 7.

d	D	B	C
mm			kN
100	180	46	415

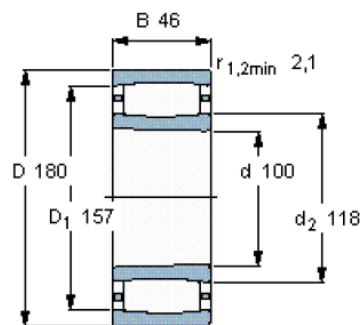


Figura 4.65- Vista em corte do rolamento SKF C 2220K.

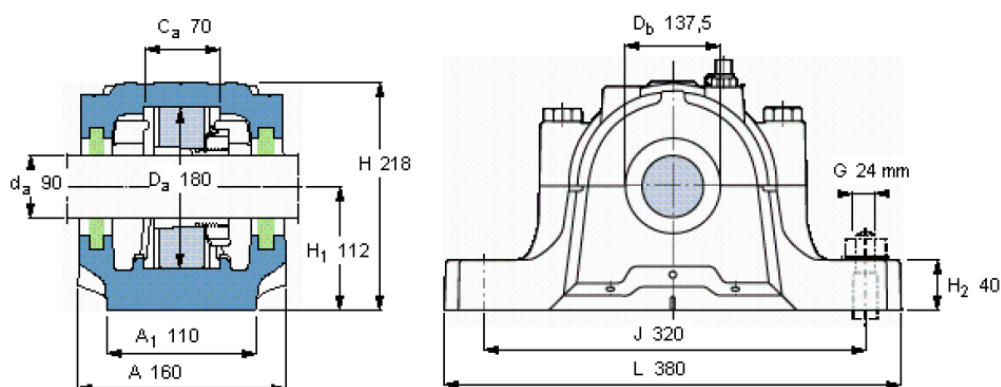


Figura 4.66- Vista em corte da caixa de rolamento SKF SNL520-617.

4.15 SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO ENTRE O MOTOREDUTOR E O EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.

A seleção do acoplamento necessita basicamente de três fatores: o torque máximo de 6,161kN·m, o diâmetro dos eixos acoplados de 90 mm e a velocidade de rotação de 27 RPM.

Com tais dados em mãos, o acoplamento flexível SKF XHCE 040/OK 90 foi selecionado. Este acoplamento tem capacidade nominal de 30 kN·m. A Figura (4.67) exemplifica melhor os dados. A ficha técnica do acoplamento segue no Anexo 8.

Diâmetro do eixo d_a	Torque	Dimensões principais				Designação
		A	K	E	F	
mm	kNm	mm				-
90	30	242	210	318	113	XHCE 040/OK 90

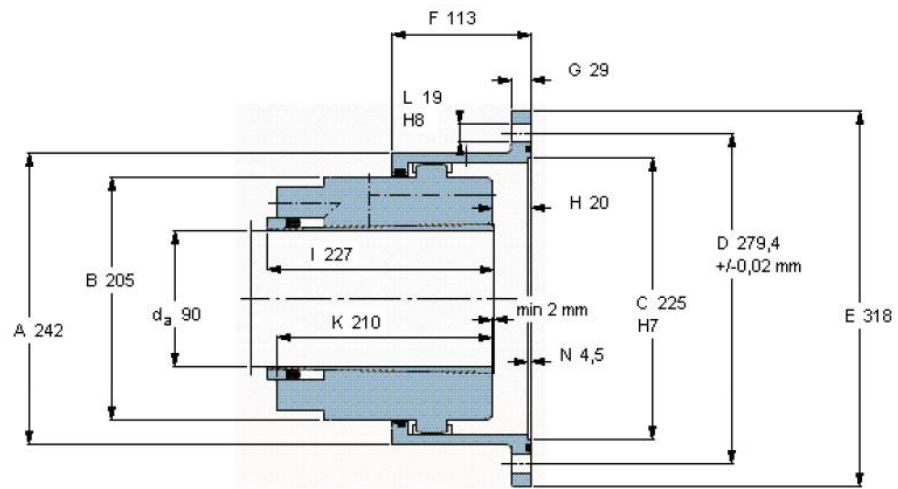


Figura 4.67- Acoplamento flexível XHCE 040/OK 90

4.16 SELEÇÃO DOS FREIOS DO SISTEMA DE IÇAMENTO.

A seleção do freio de içamento depende basicamente do torque máximo de frenagem, do diâmetro da polia de freio e do diâmetro do eixo para acoplar nesta. O torque máximo de frenagem é numericamente igual ao torque máximo de içamento, igual a 6,161 kN·m. Com tal dado, selecionou-se o freio TTFPD 630 do fabricante TEC TOR. Tal freio possui a capacidade máxima de frenagem de 7,05 kN·m e utiliza polias DIN de diâmetro 630 mm. Segundo o fabricante, a polia DIN suporta o esforço de frenagem causado pelo freio TTFPD 630, entretanto não entra em detalhes de seu torque máximo.

O furo para encaixe do eixo na polia possui diâmetro de 90 mm. A polia vem de fábrica sem o furo do eixo. Para tal, o fabricante especifica os diâmetros mínimos e máximos para o funcionamento desta de 50 a 110 mm.

As Figuras (4.68) e (4.69) mostram o freio selecionado e a sapata deste. As fichas técnicas de ambos seguem no Anexo 9.

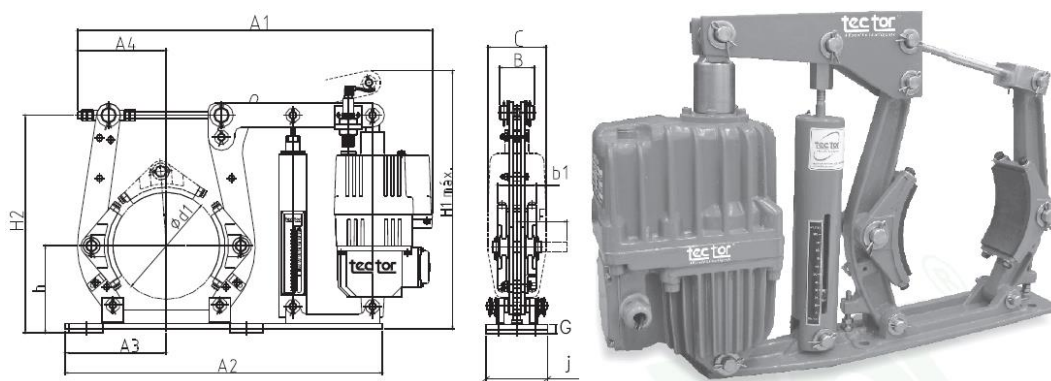


Figura 4.68- Freio de sapata TEC TOR TTFPD 630.

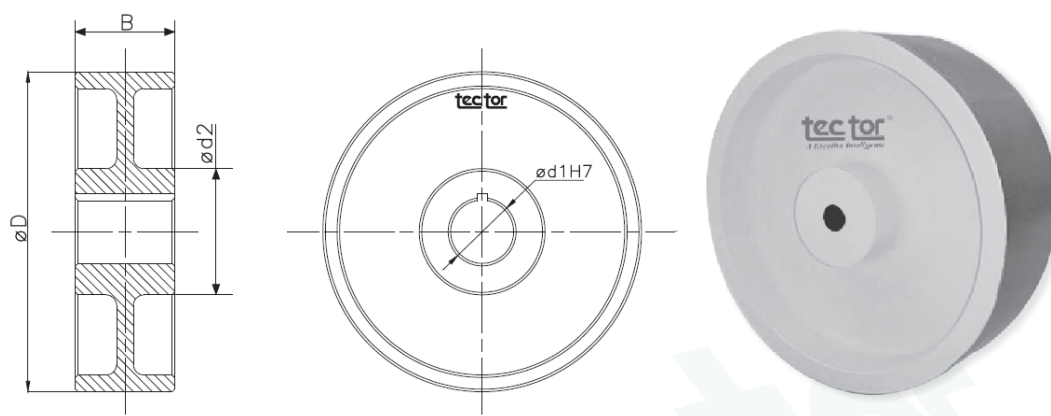

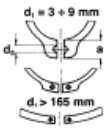


Figura 4.69 Polia TEC TOR DIN.

4.16.1 Seleção dos anéis de retenção da sapata do freio do eixo do tambor de enrolamento do sistema de içamento.

Os anéis de retenção para a fixação da sapata do freio do eixo do tambor de enrolamento foram selecionadas com base na norma [12] (DIN 471) para anéis de retenção. Para tal, a norma especifica o modelo de anel de retenção com base no diâmetro do eixo onde esta será instalada. O eixo do tambor de enrolamento possui diâmetro igual a 90 mm, mas possui diâmetro mínimo determinado em projeto de 89,5 mm.

Com tais dados em mãos, o modelo A95 de diâmetro de encaixe de 89,5mm e largura 3mm foi escolhido. Tais dados podem ser melhor entendidos na Fig. (4.70).

10		Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger									
Maßliste Data chart Table dimensionnelle		A57 – A152 / DIN 471									
		Bezeichnung Designation Désignation	Nominal Nominal dimension dimension nominale d ₁	Ring, Ring, Anneau					a max	b =	d ₂ min
S	Tolerance Tolérance			d ₃	Tolerance Tolérance						
	nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice suivant les disponibilités du fabricant	A 57	57	2,00	-0,07	52,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	12,200
		A 58	58	2,00	-0,07	53,8	+0,46 -1,10	7,3	5,6	2,5	12,600
		A 60	60	2,00	-0,07	55,8	+0,46 -1,10	7,4	5,8	2,5	12,900
		A 62	62	2,00	-0,07	57,8	+0,46 -1,10	7,5	6,0	2,5	14,300
		A 63	63	2,00	-0,07	58,8	+0,46 -1,10	7,6	6,2	2,5	15,900
		A 65	65	2,50	-0,07	60,8	+0,46 -1,10	7,8	6,3	3,0	18,200
		A 67	67	2,50	-0,07	62,5	+0,46 -1,10	7,9	6,4	3,0	20,300
		A 68	68	2,50	-0,07	63,5	+0,46 -1,10	8,0	6,5	3,0	21,800
		A 70	70	2,50	-0,07	65,5	+0,46 -1,10	8,1	6,6	3,0	22,000
		A 72	72	2,50	-0,07	67,5	+0,46 -1,10	8,2	6,8	3,0	22,500
		A 75	75	2,50	-0,07	70,5	+0,46 -1,10	8,4	7,0	3,0	24,600
		A 77	77	2,50	-0,07	72,5	+0,46 -1,10	8,5	7,2	3,0	25,700
		A 78	78	2,50	-0,07	73,5	+0,46 -1,10	8,6	7,3	3,0	26,200
		A 80	80	2,50	-0,07	74,5	+0,46 -1,10	8,6	7,4	3,0	27,300
		A 82	82	2,50	-0,07	76,5	+0,46 -1,10	8,7	7,6	3,0	31,200
		A 85	85	3,00	-0,08	79,5	+0,46 -1,10	8,7	7,8	3,5	36,400
		A 87	87	3,00	-0,08	81,5	+0,54 -1,30	8,8	7,9	3,5	39,800
		A 88	88	3,00	-0,08	82,5	+0,54 -1,30	8,8	8,0	3,5	41,200
		A 90	90	3,00	-0,08	84,5	+0,54 -1,30	8,8	8,2	3,5	44,500
		A 92	92	3,00	-0,08	86,5	+0,54 -1,30	9,0	8,4	3,5	46,000
		A 95	95	3,00	-0,08	89,5	+0,54 -1,30	9,4	8,6	3,5	49,000
		A 97	97	3,00	-0,08	91,5	+0,54 -1,30	9,4	8,8	3,5	50,200
		A 98	98	3,00	-0,08	91,5	+0,54 -1,30	9,4	8,8	3,5	50,200
		A 100	100	3,00	-0,08	94,5	+0,54 -1,30	9,6	9,0	3,5	53,700
		A 102	102	4,00	-0,10	95,0	+0,54 -1,30	9,7	9,2	3,5	78,000
		A 105	105	4,00	-0,10	98,0	+0,54 -1,30	9,9	9,3	3,5	80,000
		A 107	107	4,00	-0,10	100,0	+0,54 -1,30	10,0	9,5	3,5	81,000
		A 108	108	4,00	-0,10	100,0	+0,54 -1,30	10,0	9,5	3,5	81,000
		A 110	110	4,00	-0,10	103,0	+0,54 -1,30	10,1	9,6	3,5	82,000
		A 112	112	4,00	-0,10	105,0	+0,54 -1,30	10,3	9,7	3,5	83,000
		A 115	115	4,00	-0,10	108,0	+0,54 -1,30	10,6	9,8	3,5	84,000
		A 117	117	4,00	-0,10	110,0	+0,54 -1,30	10,8	10,0	3,5	85,000
		A 118	118	4,00	-0,10	110,0	+0,54 -1,30	10,8	10,0	3,5	85,000
		A 120	120	4,00	-0,10	113,0	+0,54 -1,30	11,0	10,2	3,5	86,000
		A 122	122	4,00	-0,10	115,0	+0,54 -1,30	11,2	10,3	4,0	88,000
		A 125	125	4,00	-0,10	118,0	+0,54 -1,30	11,4	10,4	4,0	90,000
		A 127	127	4,00	-0,10	120,0	+0,54 -1,30	11,4	10,5	4,0	95,000
		A 128	128	4,00	-0,10	120,0	+0,54 -1,30	11,4	10,5	4,0	95,000
		A 130	130	4,00	-0,10	123,0	+0,63 -1,50	11,6	10,7	4,0	100,000
		A 132	132	4,00	-0,10	125,0	+0,63 -1,50	11,7	10,8	4,0	103,000
		A 135	135	4,00	-0,10	128,0	+0,63 -1,50	11,8	11,0	4,0	104,000
		A 137	137	4,00	-0,10	130,0	+0,63 -1,50	11,9	11,0	4,0	107,000
		A 138	138	4,00	-0,10	130,0	+0,63 -1,50	11,9	11,0	4,0	107,000
		A 140	140	4,00	-0,10	133,0	+0,63 -1,50	12,0	11,2	4,0	110,000
		A 142	142	4,00	-0,10	135,0	+0,63 -1,50	12,1	11,3	4,0	112,000
		A 145	145	4,00	-0,10	138,0	+0,63 -1,50	12,2	11,5	4,0	115,000
		A 147	147	4,00	-0,10	140,0	+0,63 -1,50	12,3	11,6	4,0	116,000
		A 148	148	4,00	-0,10	140,0	+0,63 -1,50	12,3	11,6	4,0	116,000
		A 150	150	4,00	-0,10	142,0	+0,63 -1,50	13,0	11,8	4,0	128,000
		A 152	152	4,00	-0,10	143,0	+0,63 -1,50	13,0	11,9	4,0	129,000

4.17 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS DO EIXO DO TAMBOR.

Um dos métodos para o projeto da chaveta é por meio de sua resistência ao esmagamento [11]. Para tal, utilizam-se as expressões das Eq. (189), (190) e (191) para calcular a resistência de cada chaveta.

$$F = \frac{T}{r} \quad (189)$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (190)$$

$$\frac{S_y}{N_d} = \frac{F}{t_g \cdot l_g} \quad (191)$$

Antes de calcular a resistência da chaveta em si, podem-se notar os coeficientes utilizados na Fig. (4.71).

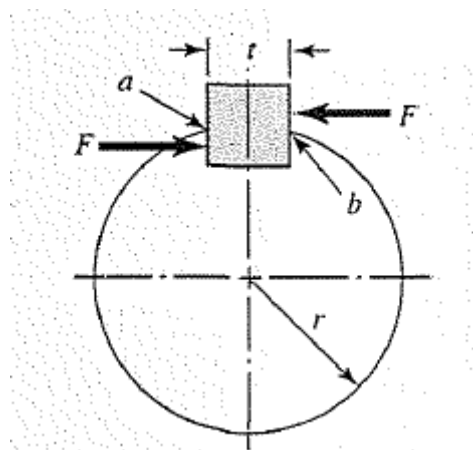


Figura 4.71-Diagrama de forças atuantes na chaveta [11]

Os fatores são: F = força de esmagamento atuando na chaveta, r = raio do eixo, T =torque no eixo, S_{sy} = resistência ao cisalhamento pela teoria da energia de distorção, S_y = resistência ao escoamento do material da chaveta, t_g = espessura da chaveta, l_g = comprimento da chaveta e N o fator de segurança.

O eixo do tambor de enrolamento possui três chavetas. Entretanto, duas estão no mesmo acoplamento. Para permitir uma maior facilidade de fabricação, as chaveta do eixo de saída do motoredutor /acoplamento e do acoplamento/eixo do tambor serão feitas iguais. O rasgo da chaveta do eixo do motoredutor já é feito de fábrica. Para este caso, será selecionado o material apenas.

Os coeficientes para este caso são:

$$T=6,161\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$r=0,09\text{m}$$

Substituindo-se na Eq. (189), encontra-se o valor de $F=68,456\text{ kN}$.

O material escolhido para a chaveta foi o aço 1020 por sua facilidade obtenção.

$$S_y = 210\text{Mpa}$$

Substituindo na Eq. (190), obtém-se $S_{sy} = 121,17\text{Mpa}$.

As dimensões da chaveta são dadas pela norma [13] (Din 15078), que são apresentadas em função do diâmetro do eixo. O rasgo da mesma no eixo de saída do motoredutor possui $l_g=0,160\text{ m}$ e $t_g = 0,025\text{m}$. Resolvendo a Eq. (191) para o fator de segurança, obtém-se $N_d=12,27$.

A Figura (4.72) mostra as dimensões da chaveta em questão.

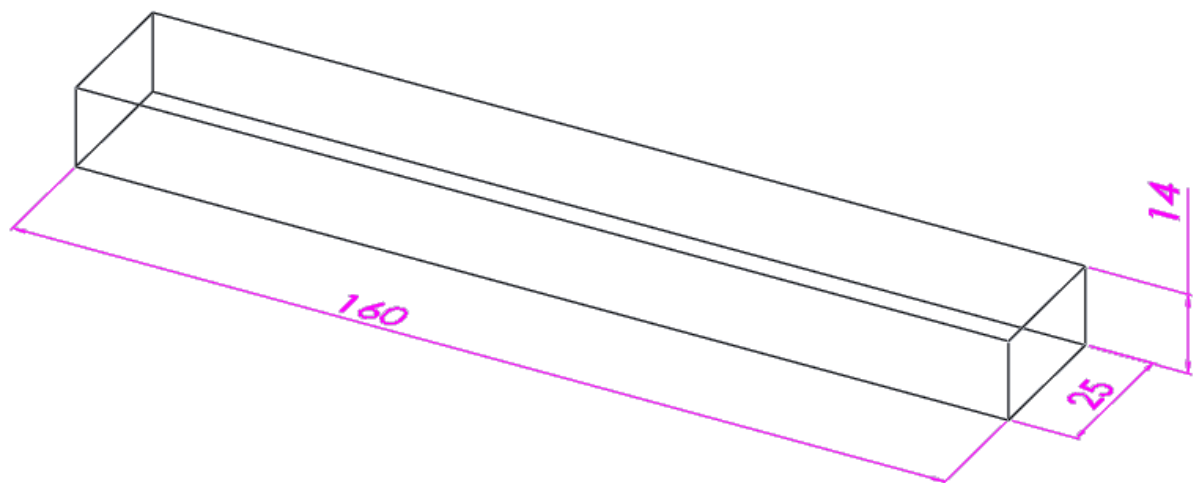


Figura 4.72-Vista trimetrica da chaveta do eixo de saída do motoredutor /acoplamento e do acoplamento/eixo do tambor de enrolamento

Tais dimensões estão de acordo com a norma [14] (NBR 6375). O eixo possui seção transversal constante, portanto, para o eixo do tambor de enrolamento, haverá apenas um modelo de chaveta.

4.18 PROJETO DO EIXO PARA POLIAS FIXAS

As polias fixas selecionadas possuem rolamentos de fábrica. Por tal motivo, o formato do eixo que as suportará é redondo. Têm-se dois tipos de polias fixas neste projeto, as polias nomeadas por polias fixas e a polia equalizadora, como citado anteriormente na seção 4.5. O diâmetro interno da polia equalizadora era menor que as demais, o que impedia sua instalação em um eixo contínuo. A solução encontrada foi utilizar todas as polias do mesmo tamanho, já que havia restrições quanto ao diâmetro mínimo, mas não quanto ao diâmetro máximo. Com tais considerações, se pensou em um eixo com 40 mm a mais de comprimento de cada lado, para que pudesse ser encaixado em um suporte e pudesse ser removido rapidamente em caso de manutenção ou instalação. Cada polia é fixada sobre um ressalto no eixo e são espaçadas e fixadas individualmente por anéis de retenção. Para que este eixo não fosse fragilizado por conta dos ressalto e vales causados pelos anéis de retenção, o eixo foi projetado considerando somente a área da seção de menor diâmetro ou o diâmetro interno dos anéis de retenção.

4.18.1 Determinação da menor distância entre moitão, o tambor de enrolamento e as polias fixas.

O tambor notadamente é mais largo que o moitão selecionado. Para saber o quão perto podem ficar sem que os cabos saiam das polias ou comprometam o enrolamento no tambor, usaremos o ângulo de rigidez à deflexão para os cabos recomendado pelo fabricante CIMAF, que é de $1,5^\circ$. Tal ângulo pode ser mais bem entendido pela Fig. (4.73).

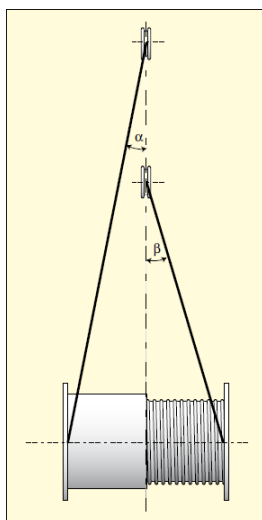


Figura 4.73-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço [05].

4.18.1.1 Cálculo da menor distância entre o moitão e as polias fixas.

Para o cálculo da distância entre o moitão e as polias fixas, primeiramente deve-se calcular a ‘largura’ do moitão e da montagem das polias fixas. Tal largura do moitão é de 319 mm. Sabe-se de antemão o ‘comprimento’ das polias fixas, que é de 321,8 mm, o que retorna uma configuração geométrica semelhante à apresentada na Fig. (4.74).

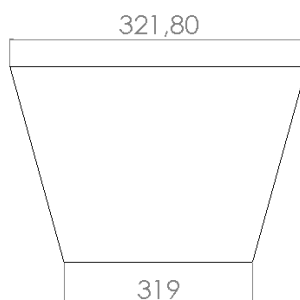


Figura 4.74-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço entre as polias fixas e o moitão.

Aplicando-se geometria básica encontra-se a distância de 1,0025 mm para um ângulo de deflexão máximo de $1,5^\circ$. Logo, não há limitações para distância entre o moitão e as polias fixas.

4.18.1.2 Cálculo da menor distância entre o moitão e o tambor.

Aplicando-se o mesmo método ao utilizado na seção 4.18.1.1, mas agora entre o moitão e o tambor, têm-se para o tambor o comprimento de 954 mm, desconsiderando as duas voltas de fixação de cada cabo. A Figura (4.75) expõe uma representação geométrica deste caso.

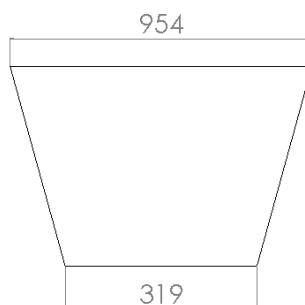


Figura 4.75-Representação do ângulo de deflexão máximo para os cabos de aço entre o tambor de enrolamento e o moitão.

Novamente aplicando-se geometria básica, obtém-se a distância mínima de 0,319m entre o tambor de enrolamento e moitão para um ângulo de deflexão máximo de $1,5^\circ$.

4.18.2 Estimativa da força axial no eixo de sustentação das polias fixas

A força causada pela diferença de comprimento entre as polias fixas e o moitão gera forças de compressão axiais nas polias fixas. Para que estas não saiam de suas respectivas posições, o conhecimento de tais forças para a seleção dos anéis de retenção é necessário. Para tal, considerou-se que as polias fixas fiquem na mesma distância do moitão que o tambor ficará, ou seja, de 319 mm. É importante ressaltar que este valor não deverá ser confundido com o comprimento do moitão.

Subtraindo-se o comprimento do moitão do comprimento das polias fixas, e em seguida, dividindo-se por dois, chega-se a diferença de comprimento entre os dois elementos para cada lado. Com tal diferença de comprimento e a distância de 319 mm, pode-se construir um triângulo retângulo como mostrado na Fig. (4.76).

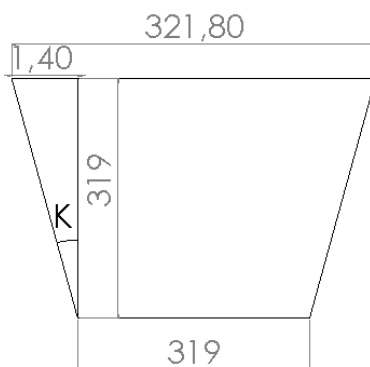


Figura 4.76-Representação do triângulo retângulo formado pela diferença de comprimento entre as polias fixas e o moitão.

Com tal triângulo retângulo é possível calcular o ângulo k . Cada polia sofre o esforço de dois cabos, cada cabo está submetido a 8,677 kN. Logo, com a carga total de cada polia multiplicada pelo seno de k , obtém-se o valor da força axial para a polia mais externa, que é de 76,161 N. Vale lembrar que a polia mais externa é a que possui maior angulação e, portanto, sofre a maior força axial.

Seguindo a norma [12] para seleção dos anéis de retenção, optou-se pela seleção de um modelo com diâmetro mínimo de 88,5 mm e espessura de 5,3 mm. Tal modelo foi selecionado por possuir o diâmetro interno mais próximo do diâmetro do eixo de suporte das polias fixas. Segundo a norma, qualquer anel com estas dimensões possui no mínimo a resistência de 71,6 kN.

4.18.3 Cálculo dos esforços presentes no eixo das polias fixas.

O eixo de apoio das polias fixas possui cinco polias apoiadas sobre si, cada uma com uma força de 17,354 kN devido à dupla tração dos cabos que comportam. Todas as polias estão igualmente espaçadas por um anel de retenção com uma folga de 1 mm para cada lado do anel, o que somado com os 56 mm de largura das polias dão 321,8 mm, já considerando os anéis nas extremidades e suas folgas. O diagrama de corpo livre correspondente está na Fig. (4.77).

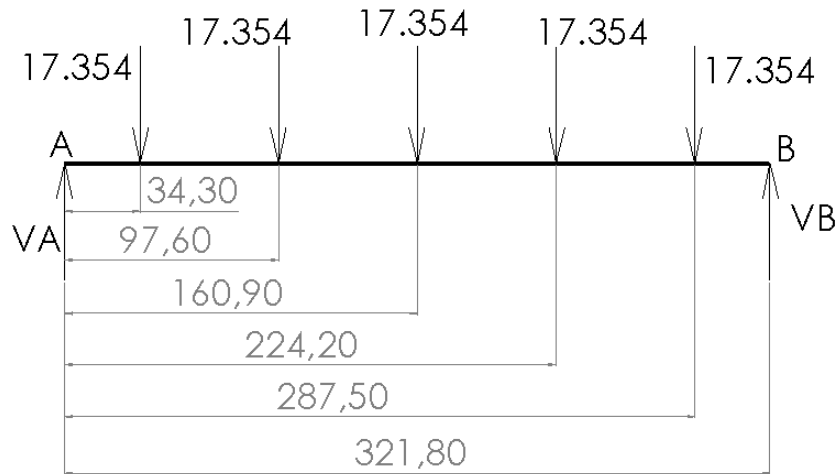


Figura 4.77- O diagrama de corpo livre do eixo de apoio das polias fixas.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (192)$$

$$V_A + V_B = 5 \cdot 17,354 \text{ kN} \quad (193)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto c:

$$\sum M_A = 0 \quad (194)$$

$$V_B \cdot 321,8 = 17,354 \cdot 34,3 + 17,354 \cdot 97,6 + 17,354 \cdot 160,9 + 17,354 \cdot 224,2 + 17,354 \cdot 287,5 \quad (195)$$

$$V_B = 43,385 \text{ kN}, \text{ logo } V_A = 43,385 \text{ kN},$$

Esforços internos

Seção $0 \leq x \leq 34,3 \text{ mm}$

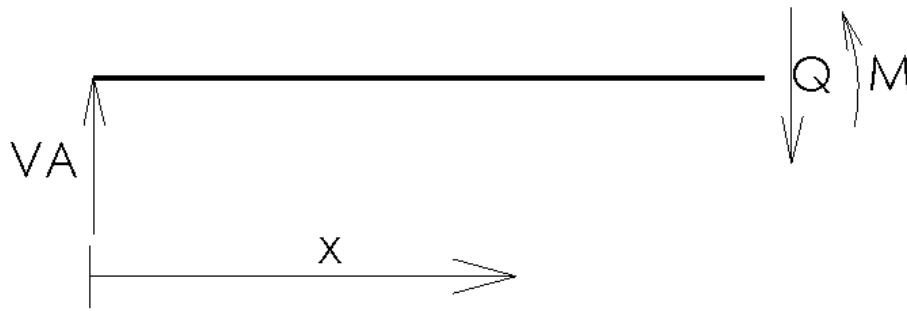


Figura 4,78- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $0 \text{ mm} \leq X \leq 34,3 \text{ mm}$.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (196)$$

$$-Q + V_A = 0 \quad (197)$$

$$V_A = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = 43,385 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (198)$$

$$-QX + M = 0 \quad (199)$$

$$M = 43,385x \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Seção $34,3 \leq x \leq 97,6 \text{ mm}$

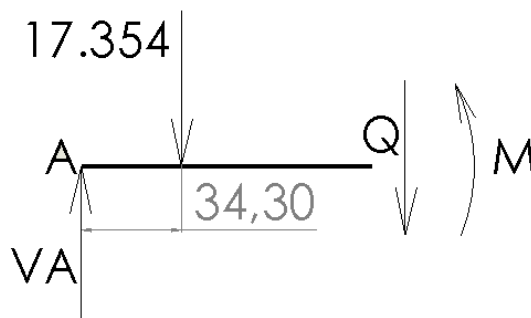


Figura 4,79- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $34,3 \leq x \leq 97,6 \text{ mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (200)$$

$$-Q + V_A - 17,354 \text{ kN} = 0 \quad (201)$$

$$V_A = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = 26,031 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (202)$$

$$-34,3 \cdot 17,354 - QX + M = 0 \quad (203)$$

$$M = 26,031x + 595,242 \quad (204)$$

Seção $97,6 \leq x \leq 160,9 \text{ mm}$

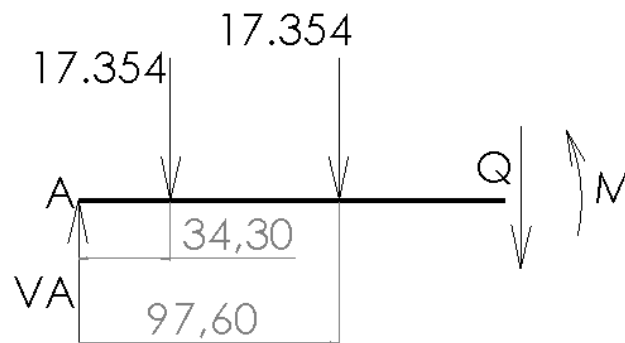


Figura 4.80- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte às polias fixas $97,6 \leq x \leq 160,9 \text{ mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (205)$$

$$+V_A - 2 \cdot 17,354 \text{ kN} - Q = 0 \quad (206)$$

$$V_A = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = 8,677 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (207)$$

$$-34,3 \cdot 17,354 - 97,6 \cdot 17,354 - QX + M = 0 \quad (208)$$

$$M = 8,677x + 2288,992 \quad (209)$$

Seção $160,9 \leq x \leq 224,2$ mm

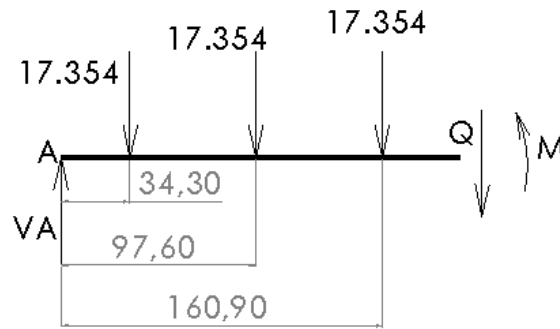


Figura 4.81- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte as polias fixas $160,9 \leq x \leq 224,2$ mm

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (210)$$

$$+V_A - 6 \cdot 17,354 \text{ kN} - Q = 0 \quad (211)$$

$$V_A = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = -8,677 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (212)$$

$$-34,3 \cdot 17,354 - 97,6 \cdot 17,354 - 160,9 \cdot 17,354 - Qx + M = 0 \quad (213)$$

$$M = 5081,251 + 8,677x \quad (214)$$

Seção $224,2 \leq x \leq 287,5$ mm

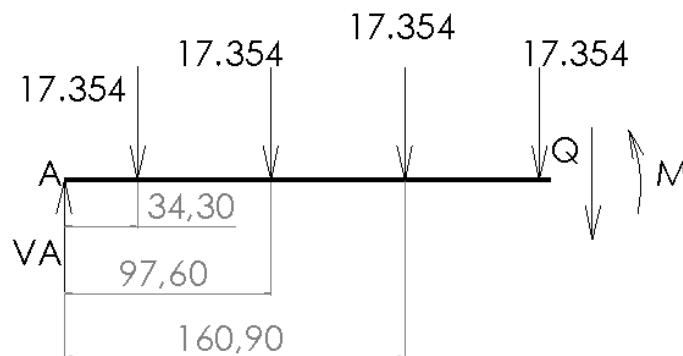


Figura 4.82- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte das polias fixas $224,2 \leq x \leq 287,5$ mm

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (215)$$

$$+V_A - 8 \cdot 17,354 \text{ kN} - Q = 0 \quad (216)$$

$$V_A = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = -26,031 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (217)$$

$$-34,3 \cdot 17,354 - 97,6 \cdot 17,354 - 160,9 \cdot 17,354 - 224,2 \cdot 17,354 - QX + M = 0 \quad (218)$$

$$M = 8972,018 - 26,031x \quad (219)$$

Seção $287,5 \leq x \leq 321,8 \text{ mm}$

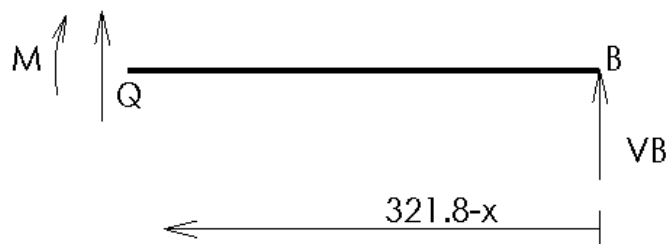


Figura 4.83- Diagrama de esforço interno do eixo de suporte das polias fixas seção $287,5 \leq x \leq 321,8 \text{ mm}$

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (220)$$

$$+V_B + Q = 0 \quad (221)$$

$$V_B = 43,385 \text{ kN}$$

$$Q = -43,385 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto de aplicação da força V_A :

$$\sum M_A = 0 \quad (222)$$

$$-Q(321,8-x) + M = 0 \quad (223)$$

$$M = 43,385(321,8 - x) \quad (224)$$

Os Diagramas de esforços internos do diagrama de corpo livre do eixo de suporte das polias fixas estão no Anexo 10.

4.18.3.1 Critério de falha estático

Com os diagramas percebe-se que as seções críticas estão em 34,3 mm, 160,9 mm e 287,5 mm. Como a seção de maior momento fletor é mais crítica, os cálculos serão feitos em 160,9 mm

O eixo possui seção circular. Por tal motivo, pode-se aplicar a Eq. (224) para eixos para critério de von MISES e aplicar a Eq. (225) para resistência mínima ao escoamento [11].

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi d_v^3 S_y} (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \quad (224)$$

$$\frac{1}{N} = \frac{32}{\pi d^3 S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \quad (225)$$

Os coeficientes destas equação são: $N=2,94$, $d_v=0,0885m$, $M=3,685kN \cdot m$ e $T=0$. Resolvendo as Eq. (224) e (225) para a resistência ao escoamento S_y , pode-se selecionar o melhor material para esta aplicação. Os resultados obtidos foram 318,57 MPa por MISES e 143,031 MPa por Tresca.

O material selecionado foi o aço 1050 com resistência à tração de 620 MPa e resistência ao escoamento de 340 MPa

4.18.3.2 Critério de vida em fadiga.

Para o projeto do eixo de suporte das polias fixas, ao contrario da seção 4.18.3.1, não irá ser feito o cálculo para se encontrar a resistência mínima e consequentemente selecionar o material. Isso já foi feito. Esta etapa visa verificar o fator de segurança para o material escolhido.

Inicialmente deve-se usar a Eq. (121) para obter a resistência ao escoamento para vida em fadiga. O material selecionado possui 620 MPa de resistência à tração logo o valor de S_e' é de 302,48 MPa.

Utilizando-se as Eq. (122), (123), (124), (125) e (126), obtêm-se os fatores da Eq. (121), sendo $K_f = 1$. Os fatores encontrados são: $K_a = 0,915$; $K_b = 0,742$; $K_c = 1$; $K_d = 1,0019$; $K_e = 0,753$; $K_f = 1$

O valor de S_e encontrado pela Eq. (121) é de 154,931MPa.

Para deduzir a expressão para os critérios de falha de fadiga elíptico e Sodeberg, deve-se usar como base as Eq. (127) e (128) [11]. Substituindo-se estas equações na Eq. (226) para fadiga elíptico, deduz-se em função do fator de segurança a expressão da Eq. (228).

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = \left(\frac{N\sigma_a'}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{N\sigma_m'}{S_y}\right)^2 \quad (226)$$

$$\left(\frac{16NA}{\pi D_v^3 S_e}\right)^2 + \left(\frac{16NB}{\pi D_v^3 S_y}\right)^2 = 1 \quad (227)$$

$$N_d = \frac{D_v^3 \cdot \pi}{16 \sqrt{\frac{A^2}{S_e^2} + \frac{B^2}{S_y^2}}} \quad (228)$$

Para o critério de falha por Sodeberg junto com o MSS, deduz-se a Eq. (228) para o fator de segurança. [11],

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{N} \quad (229)$$

$$N = \frac{1}{\frac{32}{\pi D_v} \left[K_f^2 \left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + K_{fs}^2 \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (230)$$

Os fatores K_f e K_{fs} são iguais a um, já que o eixo é projetado para seu diâmetro menor. Tanto T_m quanto T_a são iguais à zero, já a que o eixo não sofre torção de qualquer espécie.

O momento máximo é igual a 3,685 kN·m e foi encontrado pelo diagrama de momento fletor. O momento mínimo é calculado da mesma maneira para a mesma seção, mas considerando somente o peso do cabeamento.

O peso do cabeamento e o moitão somados são de 512,508kg, que são 5,025kN. São cinco polias e um tambor de enrolamento, logo são 12 cabos suportando tal peso. Entretanto, o eixo das polias suporta 10 cabos (dois para cada polia), logo a carga para o eixo é de 4,1075kN.

Dividindo-se 4,1075 kN por dois apoios do eixo, pode-se encontrar o esforço cortante mínimo. Substituindo-se na Eq. (214), encontra-se o valor de M_{min} de 0,177kN·m.

Os valores de M_m e M_a são 1,931 e 1,754 kN·m respectivamente.

Resolvendo-se as Eq. (228) e (230), obtém-se um fator de segurança de 5,04 para fadiga elíptico e 3,85 para Sodeberg. Ambos estão acima de 2,94, logo o aço 1050 foi uma boa escolha. As dimensões do eixo de apoio das polias fixas podem ser mais bem entendidas na Fig. (4.84).

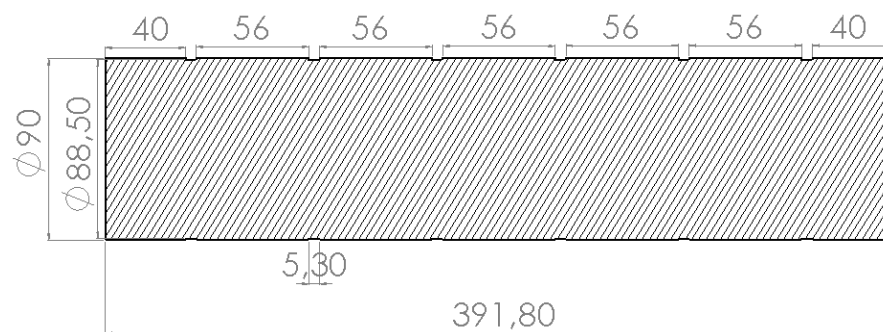


Figura 4.84-Vista em corte do eixo de apoio das polias fixas, todas as cotas estão em milímetros.

5 PROJETO DO CARRO DA PONTE ROLANTE.

5.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DO CARRO.

As Figuras (5.1) e (5.2) mostram um quadro parcial para o projeto do carro da ponte rolante.

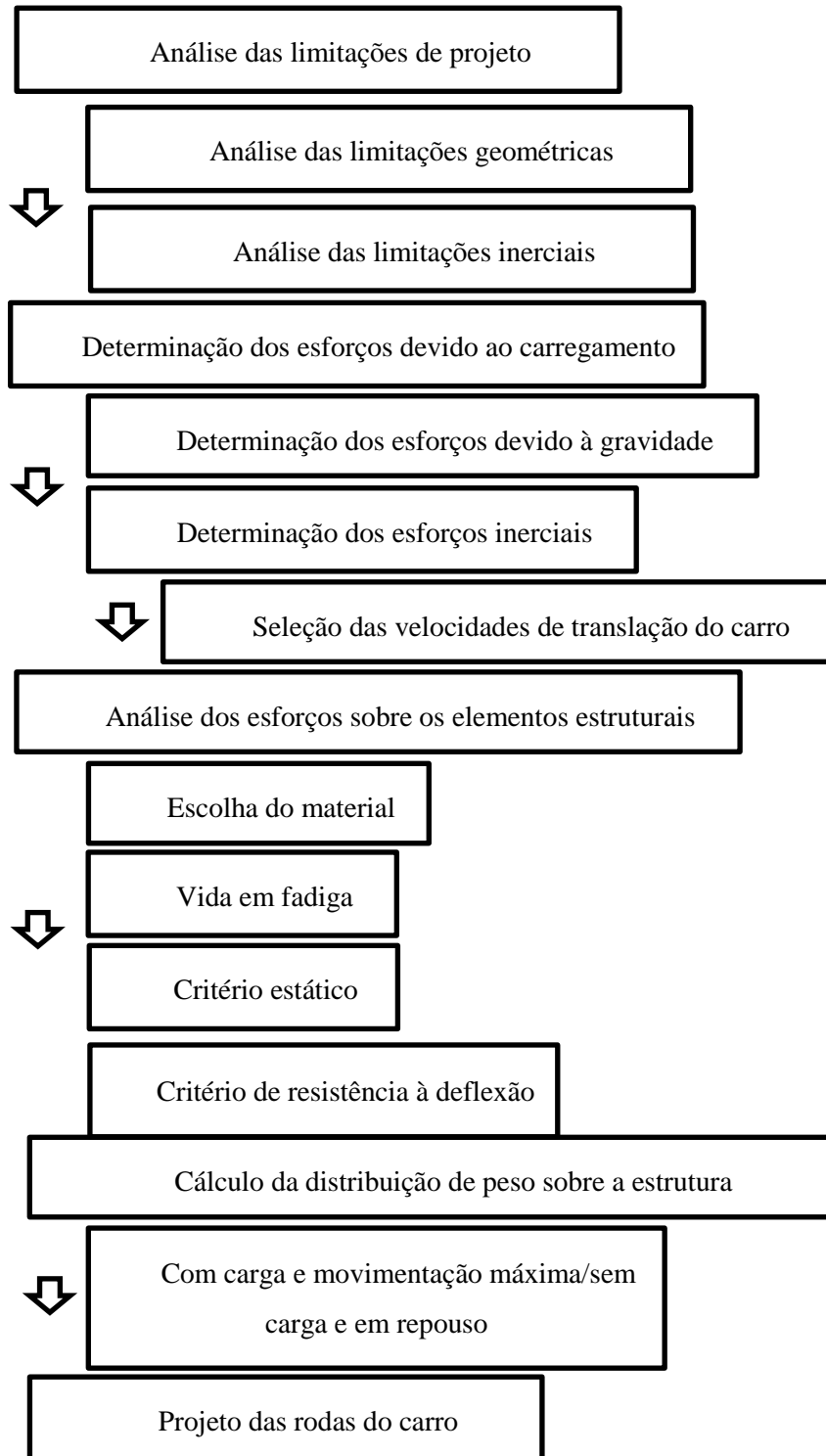


Figura 5.1-Primeiro quadro esquemático parcial do projeto do carro.

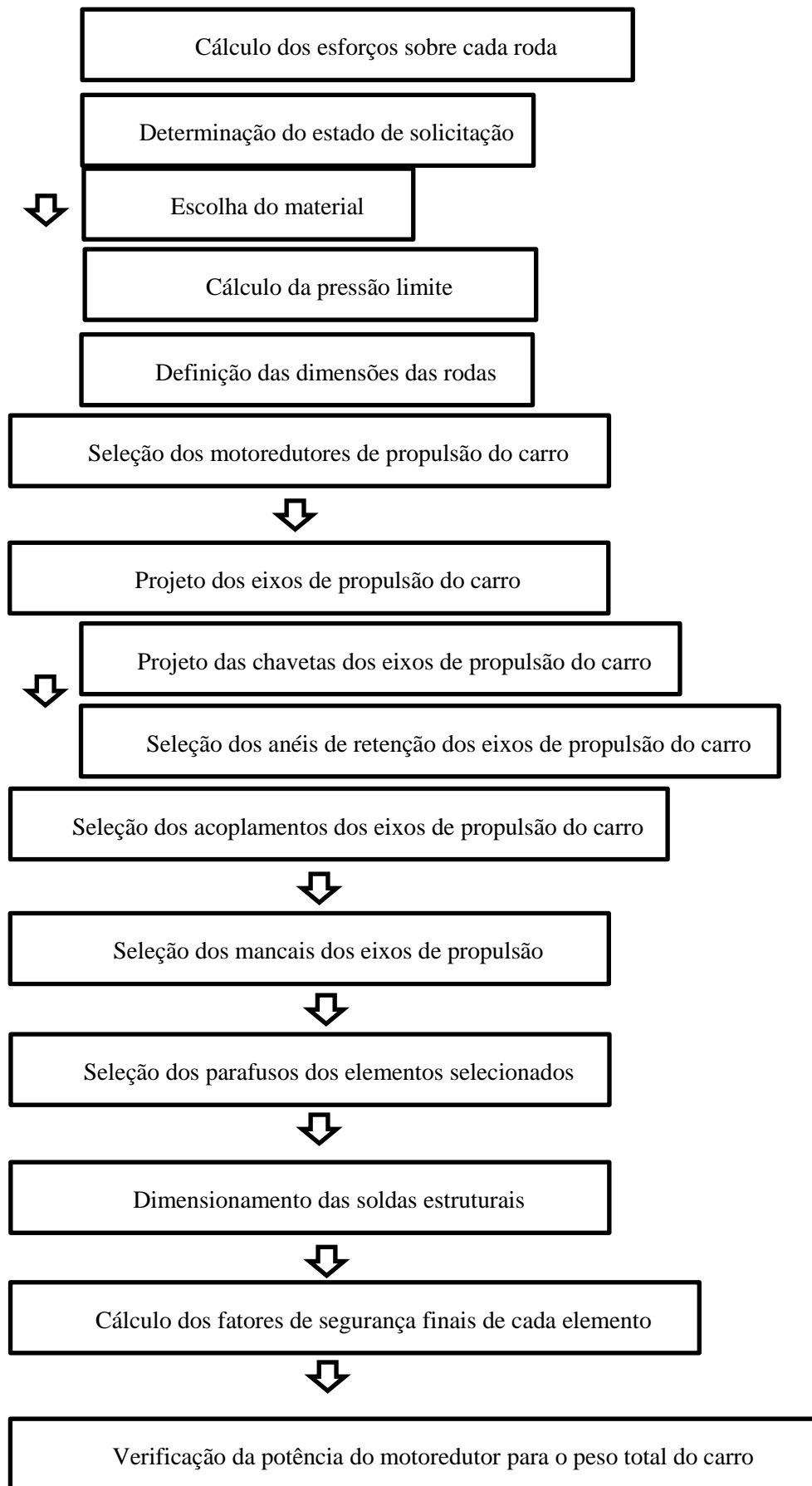


Figura 5.2-Segundo quadro esquemático parcial do projeto do carro

5.1.1 Considerações do projeto do carro.

No projeto do carro da ponte rolante, primeiramente consideraram-se as necessidades de projeto para, em seguida, avaliar as melhores soluções de projeto. Os dados de carregamento devido ao sistema de içamento foram considerados. Dessa forma, determinaram-se os esforços causados pelo içamento e pela movimentação horizontal do carro e da ponte.

Tais esforços foram determinados por processos de tentativa e erro para se encontrar valores de velocidade que fossem operacionalmente viáveis e ao mesmo tempo não tornassem a estrutura excessivamente pesada, dimensionalmente grande, ou tornassem o custo operacional inviável.

As principais limitações de projeto são de caráter geométrico. O local possui pé direito baixo em comparação com o tamanho das cargas a serem manuseadas. O comprimento da ponte é curto se comparado a outros projetos e o equipamento possui de média a elevada capacidade de carga. Somados estas limitações, têm-se as restrições principais de projeto:

- O carro deve possuir a menor altura possível, ou a menor distância entre o tambor de enrolamento e as rodas do carro. Tal restrição visa permitir o máximo de altura possível de elevação.
- As dimensões horizontais do carro devem ser as menores possível. Tal restrição visa permitir o máximo de movimentação do carro sobre a ponte.
- O projeto do carro deve ser feito de maneira a ter o mínimo de peso possível. Tal restrição tem o intuito de diminuir as dimensões da ponte e permitir o máximo de movimentação da mesma.

Com os esforços iniciais definidos e as restrições de projeto determinadas, iniciou-se o projeto dos elementos individualmente, indo de dentro para fora da estrutura, começando pelos pontos de fixação dos eixos do tambor de enrolamento e das polias fixas até se chegar às rodas. À medida que cada elemento ia sendo projetado, este ia sendo incorporado aos esforços de peso e inércia de onde o mesmo se ancora.

Cada elemento foi projetado inicialmente para vida infinita em fadiga. Tal critério de falha se mostrou mais restrito devido a altas tensões alternadas. Em seguida, checkou-se os fatores de segurança para critérios de falha estático e para rigidez à deflexão. Os fatores de segurança foram mantidos altos em relação ao fator de segurança adotado com o intuito de serem aprovados nas simulações que seriam feitas.

As simulações foram feitas com dois objetivos, detectar tensões inesperadas, e possibilitar reforços e alívios na estrutura. Tais modificações foram feitas até alcançar fatores de segurança próximos ao fator de segurança geral do projeto de 2,94.

Após o projeto da estrutura, o cálculo do peso do conjunto foi realizado. Uma estimativa dos componentes faltantes foi realizada para estimativa da potência mínima dos motoredutores de propulsão do carro. Após sua seleção, os eixos ligados a estes foram projetados, os acoplamentos e os mancais foram selecionados, e as rodas foram projetadas. As dimensões das rodas e o material das mesmas foram definidos por norma, mas elas também foram simuladas para garantir a confiabilidade do projeto.

Após a adição dos componentes faltantes, um novo ciclo de simulações foi realizado para verificação dos elementos já definidos, já adicionando os esforços causados pela operação e pelo peso final dos mesmos.

Por fim, os elementos de junção foram determinados. Os parafusos dos elementos escolhidos foram selecionados e os cordões de solda foram calculados.

5.2 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS NOS MANCAIS DO EIXO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO.

Os mancais do eixo do tambor de enrolamento sofrem esforços em três direções. Esforços na direção Z causados pelo peso dos elementos conectados a estes e devido ao carregamento da carga nominal, esforços na direção X devido à movimentação do carro, e esforços na direção Y devido à movimentação da ponte rolante. Os dois últimos causados por movimentação horizontal são diretamente ligados à inércia do movimento causado pela aceleração e desaceleração do movimento. Na Figura (5.3) são apresentados valores de velocidades e acelerações padrões encontrados na norma [04]

Tabela 6 - Tempos de aceleração e acelerações

Velocidade a atingir		Equipamentos de velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos de alta velocidade com fortes acelerações	
(m/s)	(m/min)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)	Tempos de aceleração (s)	Acelerações (m/s ²)
4,00	240	-	-	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	-	-	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	-	-	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	120	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	-	-
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	-	-
0,25	15	3,2	0,078	-	-	-	-
0,16	9,6	2,5	0,064	-	-	-	-

Figura 5.3-Valores de velocidade e acelerações [04].

Os valores de velocidade e aceleração de 0,16 m/s e 0,064 m/s² para a o carro e de 0,63 m/s e 0,19 m/s² para a ponte foram selecionados visando atender os requisitos de máxima capacidade de operação, sem aumentar demasiadamente os esforços sobre a estrutura.

Neste projeto, devido ao sistema de cabeamento adotado, o tambor de enrolamento suporta 1/6 de toda carga içada e as polias fixas suportam 5/6 de toda carga. O peso dos cabos é de 306 kg, e o moitão possui peso de 270 kg, que quando somados à carga nominal do projeto de 10000 kg, obtém-se toda a carga suspensa de valor 10576 kg. Para facilitar trabalhar com as forças devido ao peso da carga e do sistema de içamento, fez-se a distinção de chamar a parte suspensa pelo tambor de valor igual $10576 \cdot 1/6 = 1763$ Kg de ST e a parte suspensa pelas polias fixas de $10576 \cdot 5/6 = 8813$ kg de SP.

Com os dados dos valores das massas de cada elemento e os valores dos esforços devido ao peso de cada elemento do sistema de elevação, criou-se a primeira tabela que relaciona o elemento, massa, força peso, força devido à aceleração da ponte rolante e a força devido à aceleração do carro, como pode ser visto na Tab. (5.1).

Tabela 5.1- Elementos e os esforços que causam

Elemento	Massa[kg]	Peso[kN]	a=0,19m/s ² [kN]	a=0,064m/s ² [kN]
ST	1763	17,2890	0,3349	0,1128
SP	8813	86,4260	1,6744	0,5640
Mancais	3,1	0,0304	0,0005	0,0002
Freio	258	5,5301	0,0490	0,0160
Eixo tambor	105	1,0296	0,0199	0,0067
Tambor	324	3,1774	0,0616	0,0207

O peso do eixo do tambor foi calculado utilizando as Eq. (72) e (73) (volume para um cilindro homogêneo) e multiplicando-as pela densidade do material, no caso aço 1045. Tal eixo possui 90 mm de diâmetro por 2104 mm de comprimento e densidade de 7,85g/cm³.

Com os valores dos esforços causados por cada elemento presente no eixo do tambor de enrolamento, calcularam-se os esforços nos mancais causados pelas forças inerciais devido aos movimentos horizontais. A Figura (5.4) mostra cada mancal com os nomes dados a estes.

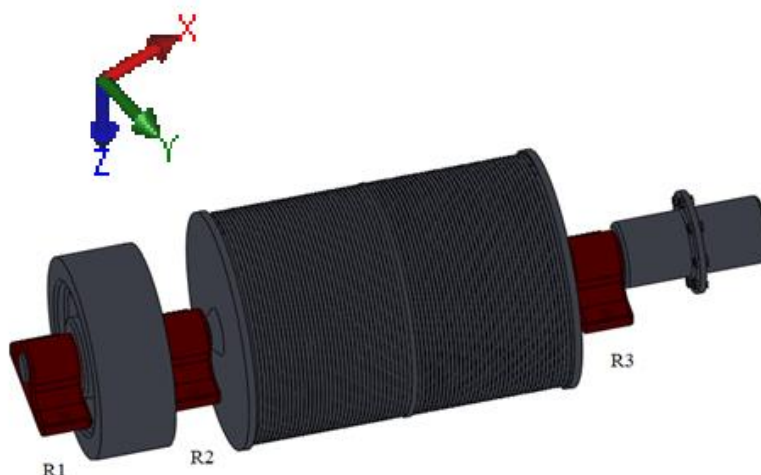


Figura 5.4-Tambor de enrolamento dos cabos de aço com os mancais nomeados.

5.2.1 Esforços nos mancais do eixo do tambor de enrolamento com carregamento.

Com os mancais devidamente nomeados e os esforços devido à movimentação do carro mostrados na Tab. (5.1), construiu-se o diagrama de corpo livre do sistema de maneira similar à realizada para determinação dos esforços sobre os rolamentos devido ao peso.

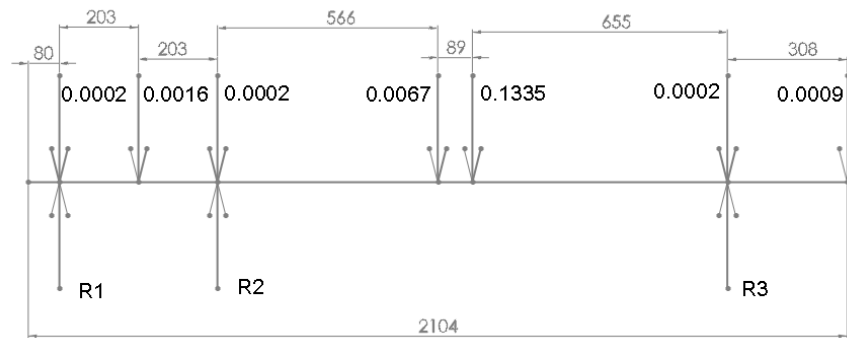


Figura 5.5-Diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento para os esforços gerados pela movimentação do carro.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação à R_2 :

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (232)$$

$$203 \cdot 0,0016 + 0,0002 \cdot 406 - 406 \cdot R_1 = 0 \quad (233)$$

$$R_1 = 0,001 \text{ kN}$$

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (234)$$

$$-5566 \cdot 0,0067 - (314) \cdot 0,1335 - 1310 \cdot 0,0002 + 1310 \cdot R_3 = 0 \quad (235)$$

$$R_3 = 0,0709 \text{ kN}$$

$$\sum F_v = 0 \quad (236)$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = 0,1433 \text{ kN} \quad (237)$$

$$R_2 = 0,0714 \text{ kN}$$

A ponte rolante possui movimento perpendicular ao eixo de simetria do tambor de enrolamento dos cabos de aço. Logo, a aceleração nesta direção possui aceleração de $0,19 \text{ m/s}^2$ na direção axial do tambor. A composição dos esforços nesta direção é feita fazendo-se o somatório de todos os esforços que surgem devido a este movimento. Tal composição é feita desta maneira devido à construção do

sistema de içamento. No eixo do tambor existem anéis de retenção fixando a polia do freio. Tais anéis também são responsáveis por transmitir a soma dos esforços inerciais para o mancal R_1 . Da mesma maneira, o motoredutor recebe tal esforço quando a direção do movimento inverte. A referida soma dos esforços tem valor de 0,469 kN.

5.2.2 Esforços nos mancais do eixo do tambor de enrolamento sem carregamento.

A situação sem carregamento é caracterizada pela situação do equipamento em repouso absoluto. Neste caso, não há movimentação horizontal e consequentemente não existem forças devido a tais movimentos. Os esforços existentes se devem somente ao peso dos elementos. Repetindo o mesmo processo realizado na seção 5.2.1 utilizou-se a Tab. (5.3) com o peso de cada elemento e construiu-se o diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento para o estado sem carga. Tal diagrama está na Fig. (5.6).

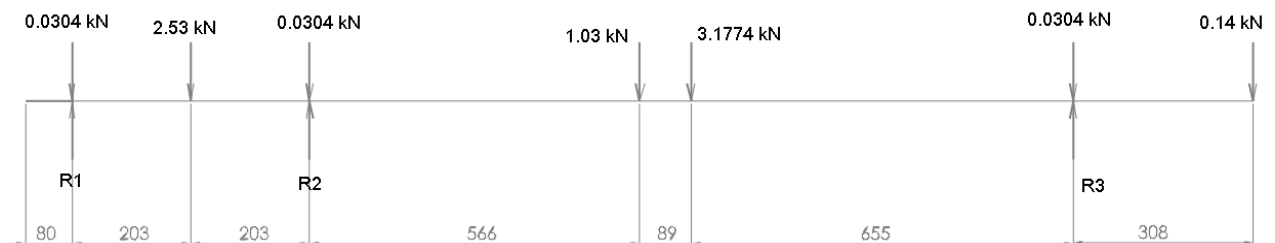


Figura 5.6-Diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento, estado sem carga

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação à R_2 :

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (238)$$

$$203 \cdot 2,53 + 406 \cdot 0,0304 - 406 \cdot R_1 = 0 \quad (239)$$

$$R_1 = 1,295 \text{ kN}$$

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (240)$$

$$-566 \cdot 1,03 - (314) \cdot 3,1774 - 1310 \cdot 0,0304 + 1310 \cdot R_3 = 0 \quad (241)$$

$$R_3 = 2,237 \text{ kN}$$

$$\sum F_v = 0 \quad (241)$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = 6,9686 \text{ kN} \quad (242)$$

$$R_2 = 3,4361 \text{ kN}$$

5.3 PROJETO DO SUPORTE DO EIXO DAS POLIAS FIXAS.

Na seção 5.1.1, afirmou-se que o projeto fora realizado de dentro para fora, tomando-se o caminho da carga até os suportes mais externos (no caso do carro, as rodas). O elemento mais interno, e consequentemente, o primeiro a ser projetado entre os elementos estruturais do carro, foi o suporte do eixo das polias fixas. Tal suporte, como mencionado no projeto do eixo das polias fixas, permite o encaixe e o desencaixe rápido e simples do eixo das polias fixas ao resto da estrutura. Tal função foi pensada com o intuito de facilitar ao máximo a troca dos cabos de aço, que devem ser trocados ou mesmo retirados para lubrificação com certa periodicidade. Além de sua função básica de dar suporte ao eixo das polias fixas e permitir o acoplamento/desacoplamento simples deste eixo, sua geometria foi pensada de maneira a diminuir ao máximo os esforços sobre a viga onde ele é soldado, além diminuir ao máximo seu peso, e permitir que os cordões de solda tivessem uma espessura praticável.

Durante o projeto deste elemento, verificou-se que o critério de fadiga para vida infinita era o critério mais crítico. Assim, adotou-se como metodologia o projeto para vida em fadiga e a verificação quanto a critérios estáticos e resistência à deflexão. Por tal motivo, os esforços são calculados para o equipamento com carga e movimentos máximos e para o equipamento desligado e sem carga. Após o projeto para os critérios de fadiga, critério estático e rigidez à deflexão, fizeram-se simulações com a geometria final da peça a fim de se verificar o fator de segurança do projeto.

5.3.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.

Determinaram-se inicialmente os esforços sobre o suporte do eixo das polias fixas. Dessa forma, construiu-se a segunda tabela que relaciona o elemento, massa, força peso, força devido à aceleração da ponte rolante e a força devido à aceleração do carro, como pode ser visto na Tab. (5.2).

Tabela 5.2- Elementos e os esforços que causam-suporte polias fixas.

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	$a=0,19\text{m/s}^2$ [kN]	$a=0,064\text{m/s}^2$ [kN]
Carga (SP)	8813	86,4260	1,6744	0,5640
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	0,0037	0,0012
Polias fixas	122,5	1,2013	0,0232	0,0078

Logo, cada suporte possui os seguintes esforços atuantes:

Peso total= $87,819\text{ kN}/2=43,909\text{ kN}$

a_x = Inércia devido ao movimento da ponte rolante= $1,701\text{ kN}$

a_y = Inércia devido ao movimento do carro= $0,573\text{ kN}/2=0,2865\text{ kN}$

É importante lembrar que a aceleração na direção x foi atribuída ao somatório das forças geradas pela aceleração de $0,19 \text{ m/s}^2$, e a aceleração em y pela aceleração de $0,064 \text{ m/s}^2$.

A Figura (5.7) mostra como os esforços atuam bem como as direções de cada força.

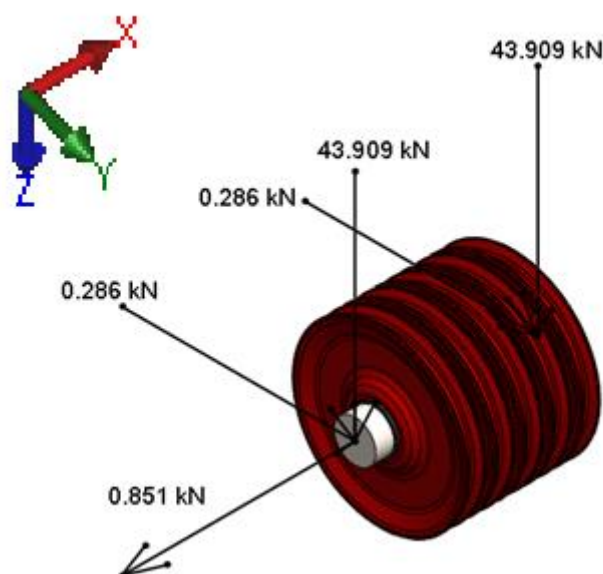


Figura 5.7-Representação dos esforços causados pelo conjunto polias fixas e seu eixo.

Com tais esforços e as dimensões do suporte das polias fixas, criou-se o diagrama de corpo livre do mesmo. Neste diagrama de corpo de livre, foram levados em consideração os esforços sobre os cordões de solda. Para isso, foi imaginado onde haveria os maiores esforços. Nestes pontos onde haveria os maiores esforços, foram colocados os pontos de fixação. Com tal medida, junto com o projeto do suporte, também seriam encontrados os maiores esforços sobre os cordões de solda. A Figura (5.8) mostra o suporte das polias fixas já com seus devidos esforços.

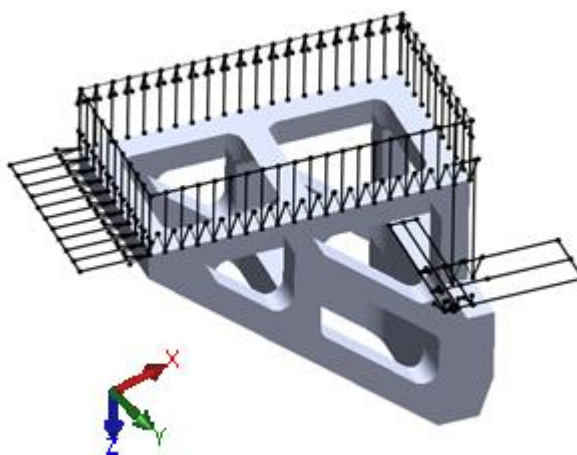


Figura 5.8-Representação dos esforços presentes no suporte das polias fixas.

Simplificando para efeito de cálculo, obtém-se a Fig. (5.9), com os esforços e as cotas devidamente mostrados. Todas as cotas estão em mm.

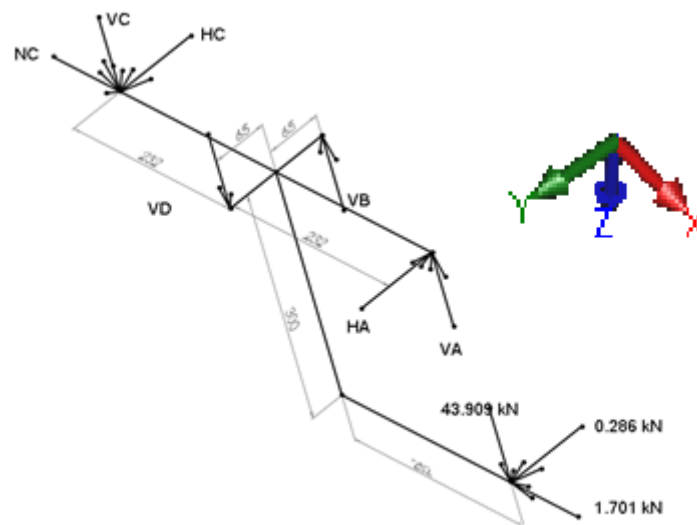


Figura 5.9-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas.

Resolvendo-se primeiramente para o plano ZX, tem-se o seguinte diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.10).

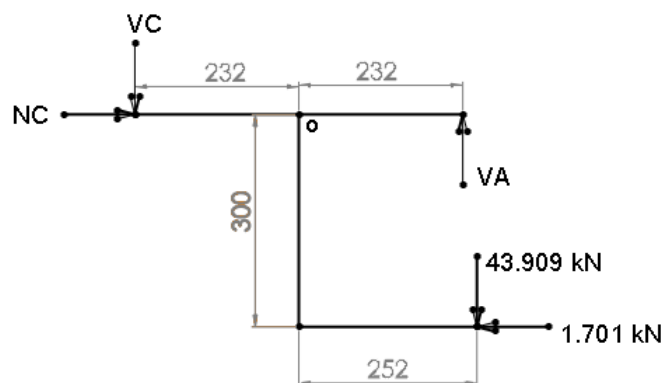


Figura 5.10-Diagrama de corpo livre simplificado para o plano XZ

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (243)$$

$$V_A - V_C - 43,909 = 0 \quad (244)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto o:

$$\sum M_o = 0 \quad (245)$$

$$232 \cdot V_C + 232 \cdot V_A - 300 \cdot 1,701 - 252 \cdot 43,909 = 0 \quad (246)$$

$$V_A = 46,902 \text{ kN} \text{ e } V_C = 2,993 \text{ kN}$$

No plano ZY

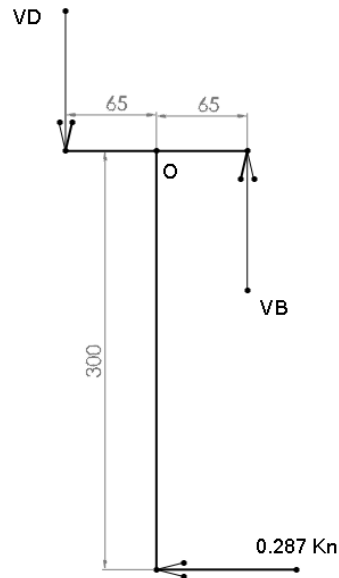


Figura 5.11-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o plano ZY

Antes de realizar o cálculo dos esforços para este plano, é importante lembrar que os esforços nos pontos B e D foram subjugados. Ou seja, foi dito que nestes pontos só haveria esforços de tração e compressão. Tal ação ocorreu pelo fato de que se fossem incorporados todos os tipos de esforços nestes pontos, o carregamento se tornaria hiperestático com 4 apoios, o que geraria 12 incógnitas para somente 6 equações. Assumindo um número menor de esforços nos pontos B e D, foi possível resolver o carregamento. Entretanto, os esforços que foram desconsiderados nos pontos B e D foram incorporados nos pontos A e C. Com tal medida, o ponto A, que é o mais solicitado, ficou ainda mais solicitado. Os cordões de solda serão calculados para o ponto A, mas todo o perímetro da peça receberá um cordão de solda de igual espessura, o que irá contrabalancear a operação realizada para se resolver o sistema.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (247)$$

$$V_b - V_d = 0 \quad (248)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto o:

$$\sum M_o = 0 \quad (249)$$

$$125 \cdot V_b - 300 \cdot 0,287 = 0 \quad (250)$$

$$V_b = 0,688 \text{ kN} \text{ e } V_d = 0,688 \text{ kN}$$

Plano XY

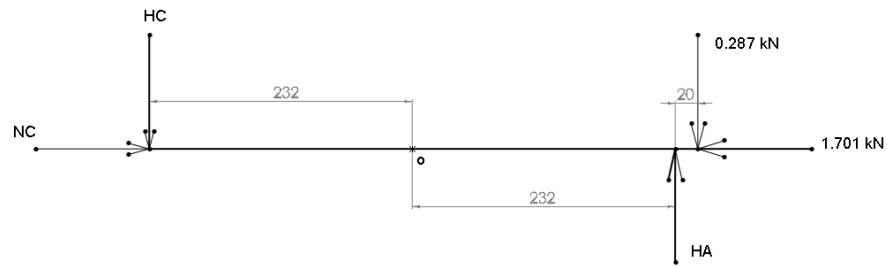


Figura 5.12-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o plano XY.

Fazendo-se o somatório de todas as forças horizontais:

$$\sum F_h = 0 \quad (251)$$

$$H_a - H_c = 0,287 \quad (252)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto o:

$$\sum M_o = 0 \quad (253)$$

$$232 \cdot H_c + 232 \cdot H_a - 252 \cdot 0,287 = 0 \quad (254)$$

$$H_c = 0,012 \text{ kN e } H_a = 0,299 \text{ kN}$$

Calculadas as reações causadas pelos esforços em cada plano, obteve-se a Fig. (5.13) do diagrama de corpo livre do suporte das polias fixas, já com todas as suas reações.

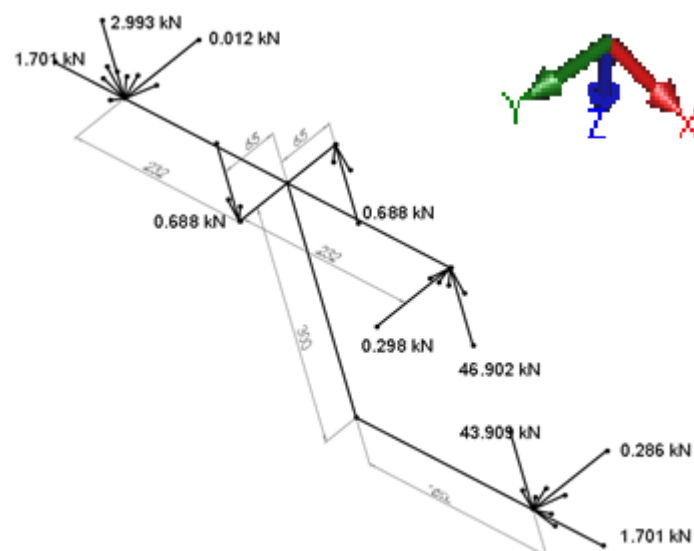


Figura 5.13-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas já com todas as reações.

Para a determinação dos esforços internos, foi utilizado o programa Mdsolids versão 4.1.0 para acelerar o andamento do projeto. Para a implementação do uso desta ferramenta, os cálculos dos esforços foram primeiramente calculados de maneira tradicional à mão e os resultados encontrados foram comparados aos calculados pelo software. Os resultados apresentaram semelhança idêntica até a 4 casa decimal, sendo que neste projeto faz suficiente o uso de até somente à 3 casa. Os dados do programa Mdsolids podem ser vistos na Fig. (5.14).

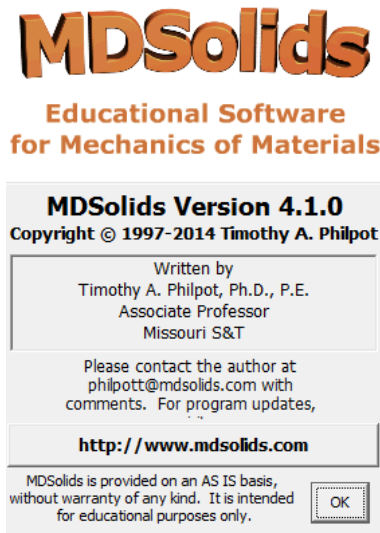


Figura 5.14-Apresentação do programa Mdsolids.

O programa Mdsolids trabalha somente com esforços em uma direção. Por tal motivo, os diagramas dos esforços normais serão feitos no programa Matlab como feito anteriormente. Outro ponto importante é o de que como a ferramenta Mdsolids não trabalha com esforços fora da direção y, esforços que causem momentos precisam ser separados em suas componentes, ou seja, uma força que causa um efeito cortante e ao mesmo tempo um momento fletor em determinado ponto será representado no programa como um esforço cortante neste mesmo ponto e um momento também neste ponto. Tal método ficará mais simples para entendimento no projeto da viga A1, que será o próximo elemento a ser projetado.

5.3.1.1 Composição das Tensões na seção crítica.

A seção mais solicitada está na seção de $x=464$ mm, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 11. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 878,16 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = 5,76 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX e Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 43,91 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,344 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos na seção crítica do suporte das polias fixas são:

$$N = \text{Esforço normal} = 1,71 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,8782 \text{ kN}$$

$$T = \text{Torque} = 0,043 \text{ kN}$$

$$Q = \text{Momento Fletor} = 43,912 \text{ kN}$$

5.3.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Na determinação dos esforços sobre os suportes das polias fixas sem a presença de carregamento, considerou-se somente o peso dos elementos. Para tal, levou-se em conta a parcela de 5/6 do peso do moitão e dos cabos de aço, além do peso integral das polias fixas e de seu eixo. Como não há movimento horizontal, não há esforços nas direções X e Y. A Tabela (5.3) reúne os dados de cada elemento e a parcela de seu peso presente nos esforços dos suportes.

Tabela 5.3- Elementos e os esforços que causam em ambos os suportes

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	Parcela de carga	Peso atuante
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	1	0,1918
Polias fixas	122,5	1,2013	1	1,2013
Moitão	270	2,6477	5/6	2,2064
Cabos de aço	306	3,0008	5/6	2,5006

Fazendo-se o somatório dos pesos atuantes encontrou-se 6,1 kN. Dividindo o esforço de maneira igual entre os dois suportes, obtém-se 3,05 kN para cada suporte. Com tal esforço, obtém-se o diagrama de corpo livre para o suporte das polias fixas mostrado na Fig. (5.13).

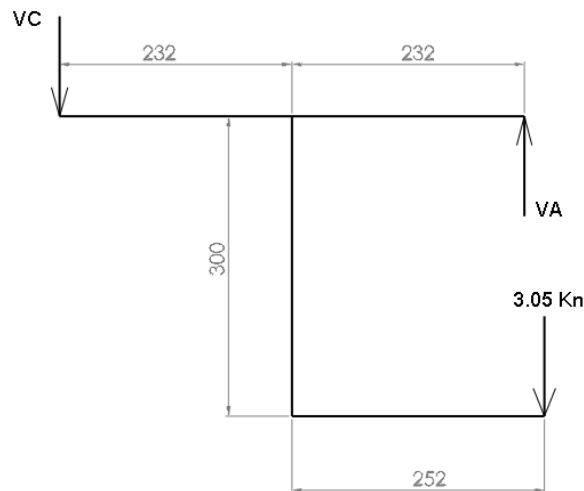


Figura 5.15-Diagrama de corpo livre simplificado dos esforços presentes no suporte das polias fixas para o estado de repouso sem carga.

Fazendo-se o somatório de todas as forças verticais:

$$\sum F_v = 0 \quad (257)$$

$$V_a - V_c = 3,05 \text{ kN} \quad (258)$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao ponto o:

$$\sum M_o = 0 \quad (259)$$

$$232 \cdot V_a - 232 \cdot V_c = 252 \cdot 3,05 \text{ kN} \quad (260)$$

$$V_a = 6,231 \text{ kN} \text{ e } V_c = 3,18 \text{ kN}$$

Para a composição dos esforços internos foi utilizado o programa Mdsolids .Os diagramas de esforços internos estão no anexo 11.

Novamente, a seção crítica do suporte se encontra em $x=464 \text{ mm}$. Para tal seção, têm-se os esforços internos:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,061 \text{ kN}$$

$$T = \text{Torque} = 0$$

$$Q = \text{Momento Fletor} = 3,05 \text{ kN}$$

5.3.3 Aplicação de critérios de falha para o suporte das polias fixas.

Após a determinação dos esforços atuantes no suporte para as polias fixas, fez-se necessário o cálculo do momento de inércia, do momento polar de inércia, da distância da fibra mais externa à linha elástica e da área da seção transversal.

Inicialmente, o cálculo de tais fatores foi feito à mão, o que se mostrou extremamente dispendioso, demorado e ineficiente, já que para cada tentativa de novo perfil da área transversal, era necessário todo um recálculo. Visando acelerar a velocidade de confecção do projeto, passou-se a usar o programa Solidworks para calcular tais fatores referentes à área transversal. Após algumas tentativas, chegou-se às dimensões da área transversal da seção de $x=464$, mostrada na Fig. (5.16).

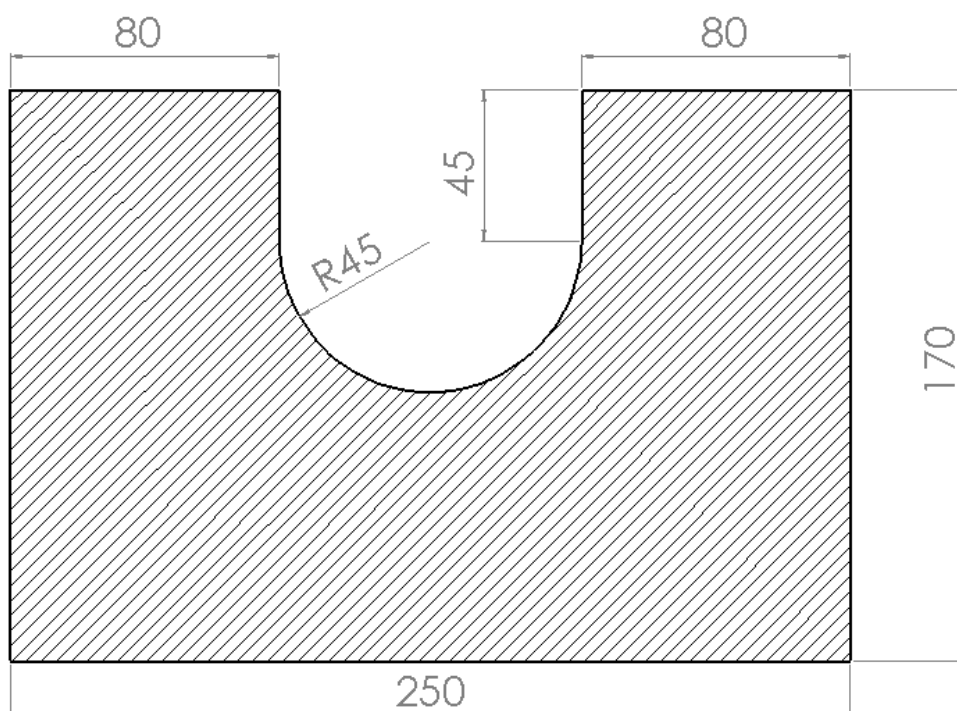


Figura 5.16-Área transversal da seção $x=464$ mm.

Para esta área de seção transversal, obtiveram-se os seguintes fatores.

I =Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $4,091 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J =Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $6,302 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C =Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,093\text{m}$

A =Área da seção transversal

5.3.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

Para o cálculo do fator de segurança de vida em fadiga, criou-se um programa em Matlab para acelerar o andamento do projeto. As equações utilizadas neste programa foram as Eq. (127) e (128) para composição dos esforços médios e alternados. As tensões médias e alternadas foram encontradas com as Eq. (104), (105), (106) e (107). Aa composição das tensões foi feita utilizando o critério de Von MISES com a Eq. (112) para tensão média e a Eq. (113) para tensão alternada. Em seguida, utilizou-se a equação de Marin com a Eq. (121) e seus coeficientes dados pelas Eq. (120), (122), (123), (124), (125) e (126). Por fim, foi aplicado o critério de falha para vida em fadiga de GOODMAN mostrado abaixo para obtenção do fator de segurança inicial para vida em fadiga:

Critério de vida em fadiga de GOODMAN.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N_d} \quad (261)$$

Os coeficientes são os mesmos utilizados nos critérios de vida em fadiga para o projeto do eixo do tambor e do eixo das polias fixas.

Após entrar com todos os dados das equações referentes aos esforços máximos e aos esforços mínimos e os dados referentes à área transversal mais solicitada, obteve-se o valor do fator de segurança para o material selecionado aço 1045 como forjado [11]: M_m =Momento médio= 0,469 kN·m ; M_a =Momento alternado =0,409 kN·m ; T_m =Torque médio =0,735 kN·m ; T_a =Torque alternado =0,735 kN·m ; σ_A =878,878 kN/m²; σ_m =1033,1 kN/m²; τ_A =1049,7 kN/m² ; τ_m =1049,7 kN/m² ; σ_A' =20,283 MPa ; σ_m' =20,919 MPa ; S_e' = 294,84 MPa ; K_a = 0,48 ; K_b =1,979 ; K_c =1; K_d =1,0019 ; K_e =0,753 ; K_f =1; S_e =211,254 MPa; GOODMAN=7,589.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 7,589 para critério de GOODMAN.

5.3.3.2 Critério de falha estático.

Para critério de falha estático, também foi criado um programa em Matlab para acelerar o processo de cálculo. Para tal programa, foram utilizadas as Eq. (52) e (53) para compor as tensões a serem utilizadas no círculo de MOHR. O círculo de MOHR foi calculado com a Eq. (55) para as coordenadas do centro, e com a Eq. (56) para o raio. As tensões encontradas são dadas pelas Eq. (57) e (58), e os critérios de falha utilizados foram o de Máximo Cisalhamento, dado pelas Eq. (97), (98) e (99), e o de energia de distorção para materiais dúcteis, dado pela Eq. (100).

Após entrar com todos os dados das equações referentes aos esforços e os dados referentes à área transversal mais solicitada, obtiveram-se os valores para os coeficientes para o material selecionado aço 1045 como forjado [11]: $\sigma_x=1933,840 \text{ kN/m}^2$; $\tau=2148,566 \text{ kN/m}^2$; $O_c=966,9008 \text{ kN/m}^2$; $r_h=2355,831 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=33,2275 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-13,889 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento = 23,121 ;Energia de distorção=23,157

Os fatores de segurança para critérios estáticos encontrados foram de 23,121 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis, e de 23,157 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados. Tais simulações serão apresentadas na próxima seção.

5.3.4 Simulação dos suportes das polias fixas

Na simulação dos suportes das polias fixas, foi utilizado o programa Solidworks. Em tal simulação, criou-se um material customizado com o intuito de ter a mesmas características do material utilizado no projeto. O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163.

Todos os esforços foram aplicados na peça de maneira fiel aos carregamentos reais, bem como os pontos de apoio foram colocados nos pontos de solda. A densidade da malha de elementos finitos utilizada pelo programa não foi alterada, sendo utilizada a densidade fornecida pelo fabricante.

Com a simulação, foi possível ver como a estrutura do suporte reagia aos esforços. Com tais dados, foi possível realizar alívios para redução do peso sem que o fator de segurança ficasse menor que 2,94. A massa de cada suporte é de 76,383 kg. O menor fator de segurança encontrado após a simulação foi de 15,483. Tal fator ficou alto pela geometria da peça, que visava diminuir os esforços sobre as soldas.

A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- A geometria final dos suportes ficou robusta apesar dos alívios. Cada suporte possui 484 mm de comprimento por 400 mm de altura por 250 mm de largura, como pode ser visto na Fig. (5.17).

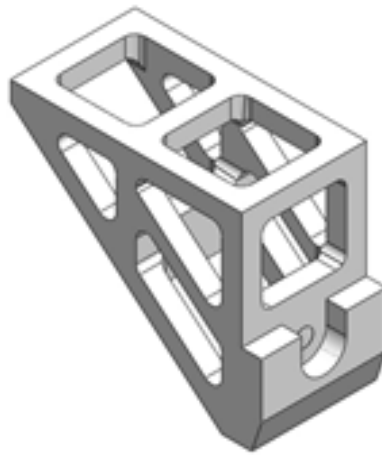


Figura 5.17-Vista isométrica do suporte das polias fixas.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de forma a atuarem de maneira idêntica à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (5.18).

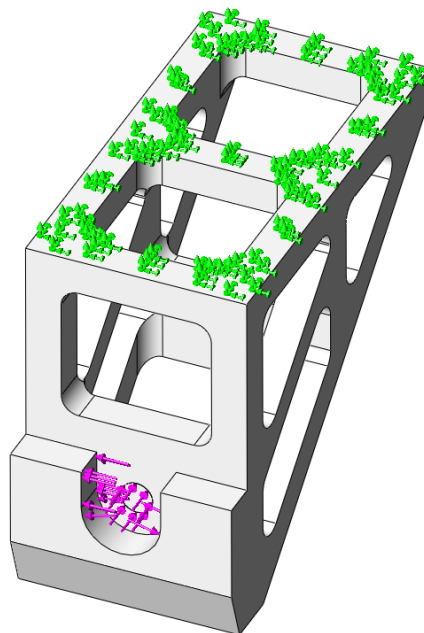


Figura 5.18-Carregamento e fixação do suporte das polias fixas.

- A representação da malha de elementos finitos e os dados sobre a mesma, fornecidos pelo programa utilizado na simulação do elemento em projeto, são apresentados nas Fig. (5.19) e (5.20).

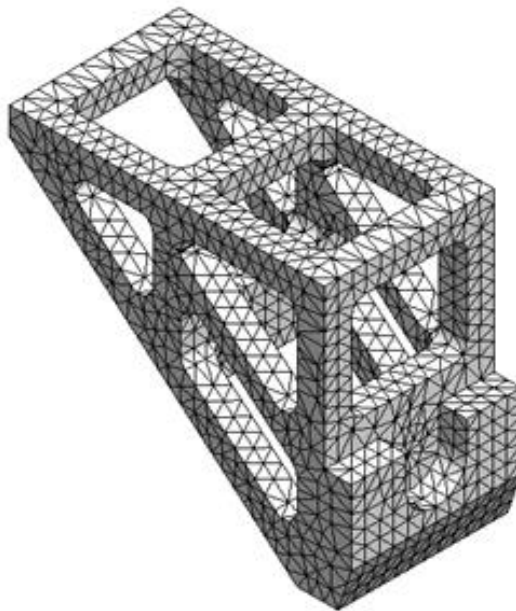


Figura 5.19-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	20.8817 mm
Tolerância	1.04409 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	16405
Total de elementos	9274
Proporção máxima	8.6226
% de elementos com Proporção < 3	98.5
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:04
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 5.20-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- As tensões no suporte calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (5.21) e (5.22).

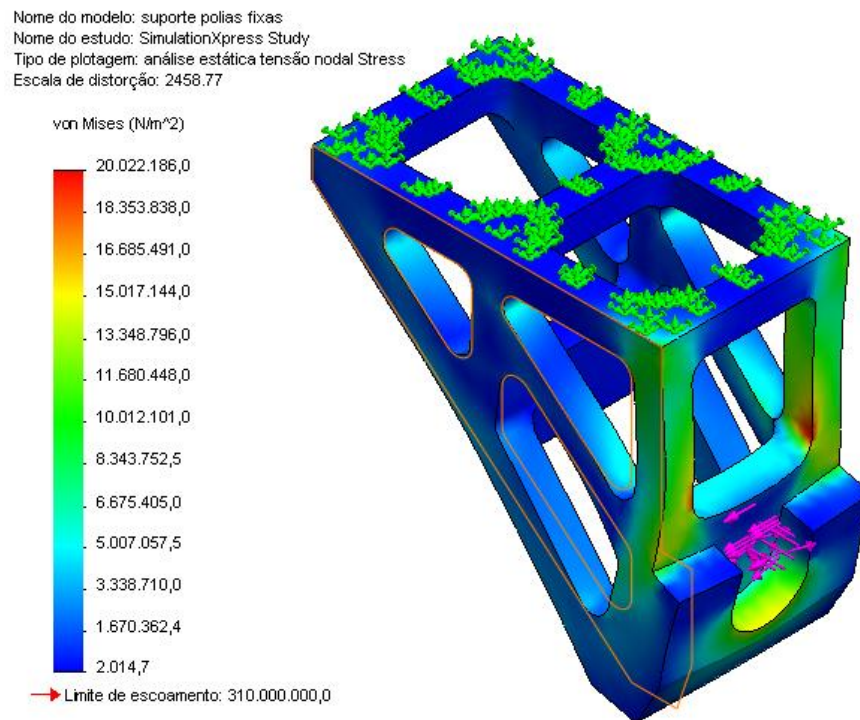


Figura 5.21-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

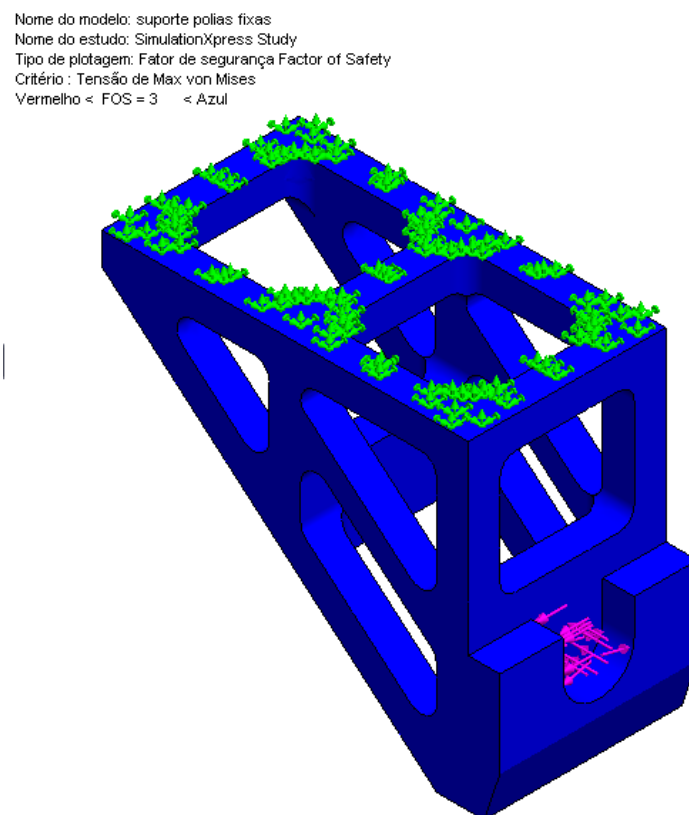


Figura 5.22-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

5.4 PROJETO DA VIGA DE ANCORAMENTO DOS SUPORTES DAS POLIAS FIXAS-VIGA A1

Para a modelagem de como os esforços devido ao suporte das polias fixas agiam na viga A1, foi calculado o centroide de cada suporte. Com este dado, criaram-se diagramas de corpo livre no qual a união entre estes elementos se dava neste ponto. Após o projeto de A1, foram simulados os carregamentos sendo feitos nos locais de cordão de solda, e verificou-se que a hipótese inicial se aproximava muito da realidade.

No projeto de A1, utilizou-se a mesma metodologia de projeto utilizada nos suportes das polias fixas.

5.4.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.

No projeto da Viga A1, como foi mencionado anteriormente, foi utilizada a mesma metodologia de projeto adotada na seção anterior. Primeiramente, verificou-se aos quais esforços tal viga estaria sendo submetida. Após certa análise, constatou-se que eram os mesmo esforços atuantes nos suportes das polias fixas, com a diferença que A1 também era influenciada pelo peso dos suportes das polias fixas. Novamente, criou-se uma tabela, a Tab. (5.4), dos elementos em função dos esforços causados por estes, tanto para o peso quanto para os movimentos horizontais decorrentes da movimentação do equipamento.

Tabela 5.4- Elementos e os esforços que estes causam-Viga A1

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	$a=0,19\text{m/s}^2$ [kN]	$a=0,064\text{m/s}^2$ [kN]
Carga (SP)	8813	86,4260	1,6744	0,5640
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	0,0037	0,0012
Polias fixas	122,5	1,2013	0,0232	0,0078
Suporte polias fixas	76,384	0,749	0,0145	0,0048

A Figura (5.23) mostra a montagem dos suportes das polias fixas com as polias fixas. Com base nesta montagem, foi construído o diagrama de corpo livre de A1, mostrado na Fig. (5.24).

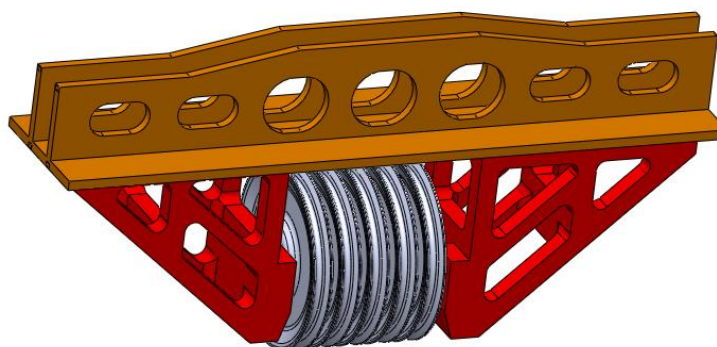


Figura 5.23-Montagem entre polias fixas, suportes polias fixas e viga A1

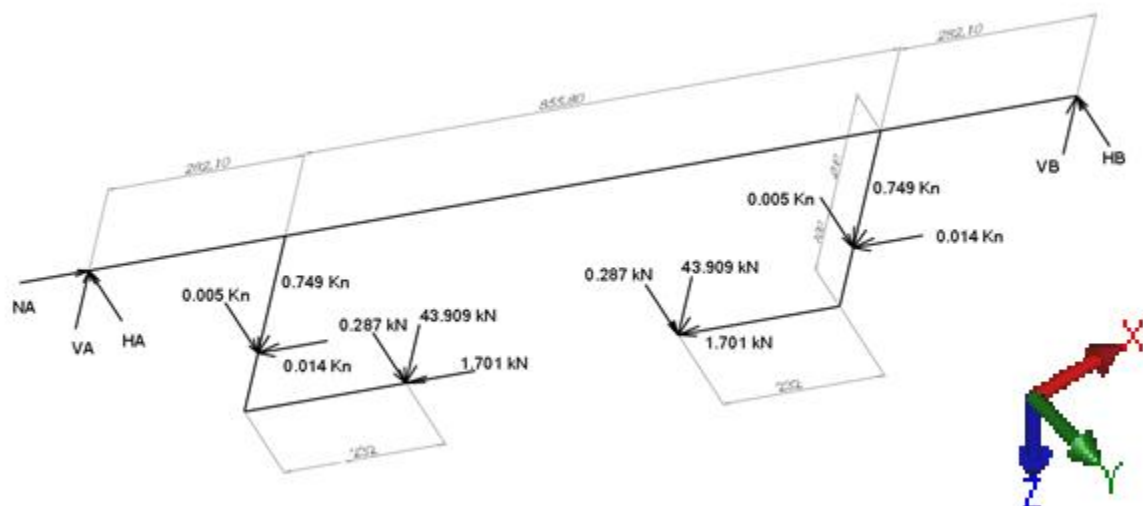


Figura 5.24-Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1.

Resolvendo-se primeiramente para o plano ZX, tem-se o seguinte diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.25).

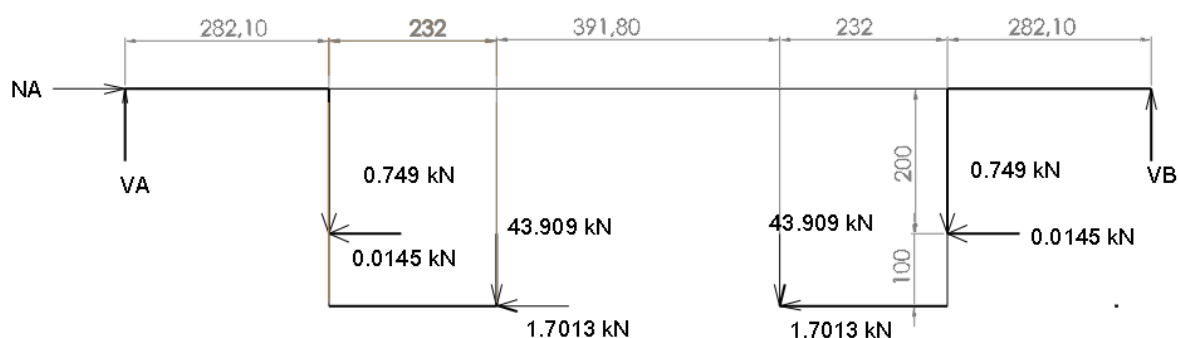


Figura 5.25-Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX.

Para acelerar a velocidade de confecção do projeto, utilizou-se o programa Mdsolids para determinar as reações e os esforços internos. Como dito anteriormente, o programa só trabalha com forças em apenas uma direção e momentos concentrados. Com tal restrição, houve a necessidade da criação de um segundo diagrama de corpo livre equivalente para utilização no programa. Tal diagrama pode ser visto na Fig. (2.26)

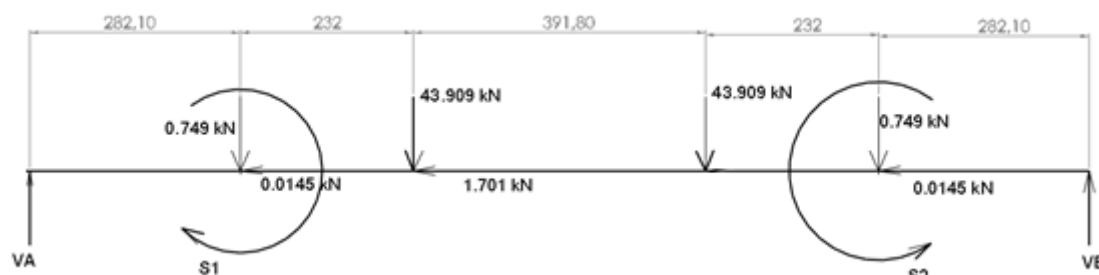


Figura 5.26-Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX para uso no Mdsolids.

A composição dos momentos atuantes S1 e S2 foi calculada da seguinte forma:

$$S1 = 43,909 \cdot 232 + 1,701 \cdot 300 + 0,0145 \cdot 200 = -10700,294 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$S2 = -43,909 \cdot 232 + 1,701 \cdot 300 + 0,0145 \cdot 200 = 10694,494 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Os valores das reações encontrados pelo software foram:

$$V_A = 44,64 \text{ kN}$$

$$V_B = 44,65 \text{ kN}$$

Para o plano XY

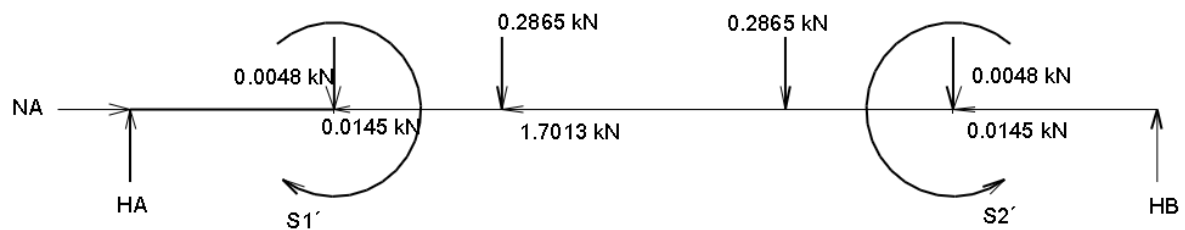


Figura 5.27- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o plano ZX para uso no Mdsolids.

A composição dos momentos atuantes S1' e S2' foi calculada da seguinte forma:

$$S1' = 232 \text{ mm} \cdot 0,2865 \text{ kN} = 66,468 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$S2' = 232 \text{ mm} \cdot 0,2865 \text{ kN} = 66,468 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Os valores das reações encontrados pelo software foram:

$$H_A = 44,64 \text{ kN}$$

$$H_B = 44,65 \text{ kN}$$

$$N_A = 1,715 \text{ kN}$$

Plano YZ

O Plano YZ apresenta somente momentos torçores. Assim, como A1 é bi apoiada, os valores dos torques em suas extremidades são numericamente iguais, já que o carregamento apresenta simetria. Tal fato pode ser visto no diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.28).

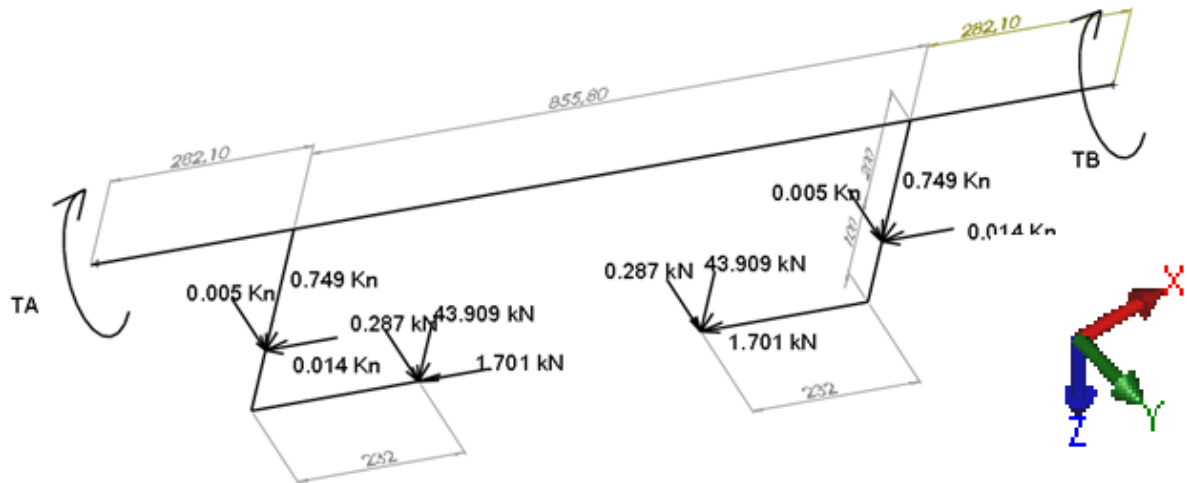


Figura 5.28- Diagrama de corpo dos esforços atuantes na viga A1.

$$\sum T = 0 \quad (261)$$

$$T_A + T_b = 2 \cdot [(0,287 \cdot 300) + (0,005 \cdot 200)] = 173,82 \text{ kN} \cdot \text{mm}, \quad (262)$$

$$T_A = T_b = 86,91 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.4.1.1 Composição das Tensões na seção crítica.

Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 33483,45 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = 215,11 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 44,65 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,287 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre A1 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0,2865 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 33,484 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0,08611 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = \text{Momento cisalhante} = 44,651 \text{ kN}$$

5.4.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Na determinação dos esforços em A1 sem carregamento, foi considerado somente o peso dos elementos, de maneira similar ao que foi feito para o suporte das polias fixas. A Tabela (5.5) reúne os dados de cada elemento e a parcela de seu peso presente nos esforços dos suportes.

Tabela 5.5- Elementos e os esforços que causam na viga A1 para o equipamento em repouso e sem carga

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	Parcela de carga	Peso atuante
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	1,0	0,1918
Polias fixas	122,5	1,2013	1,0	1,2013
Moitão	270	2,6477	10/12	2,2064
Cabos de aço	306	3,0008	10/12	2,5006
Suporte polias fixas	76,384	0,749	1,0	0,749

Para a criação do diagrama de corpo livre sem carregamento para a viga A1, consideraram-se os esforços de maneira separada, tentando ser o mais fiel à realidade. Ou seja, os pontos de aplicação dos esforços estão de acordo com o que acontece na realidade. Por exemplo, considera-se que o peso das polias fixas junto com seu eixo atue nos pontos que correspondem ao encaixe entre estas e o seu suporte. Neste diagrama, a força de valor 3,05 kN é a metade do somatório dos pesos dos elementos citados na Tab. (5.5), com exceção dos suportes de polias fixas. Tal diagrama de corpo livre pode ser visto na Fig. (5.29).

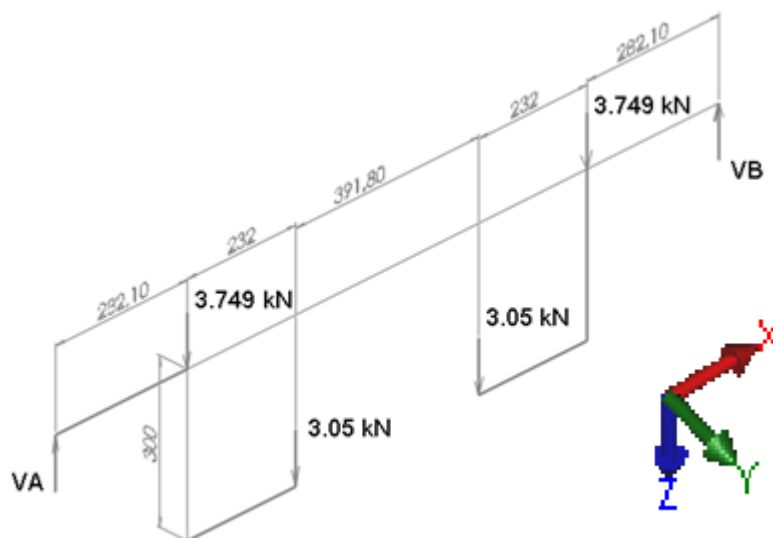


Figura 5.29- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o estado sem carregamento.

Novamente, utilizou-se o programa Mdsolids para calcular as reações, bem como os esforços internos. A criação de um diagrama de corpo livre equivalente para uso no programa se fez necessária. Tal diagrama pode ser visto na Fig. (5.30).

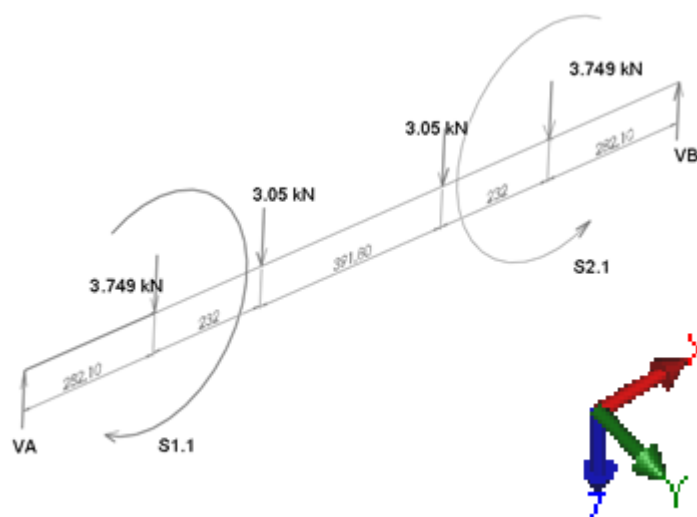


Figura 5.30- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga A1 para o estado sem carregamento para uso no programa Mdsolids.

A composição dos momentos atuantes S1.1e S2.1 foi calculada da seguinte forma:

$$S1.1 = 3,05 \text{ kN} \cdot 232 \text{ mm} = 707,6 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$S2.1 = 3,05 \text{ kN} \cdot 232 \text{ mm} = 707,6 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Os valores das reações encontrados pelo software foram:

$$V_A = 3,80 \text{ kN}$$

$$V_B = 3,80 \text{ kN}$$

Os diagramas para os esforços internos para ambas as situações de carregamento estão no anexo 12.

A seção mais crítica para a viga A1 foi à seção de $x=514,1$ ou $x=905,9$ a partir do ponto de aplicação de V_a , já que a mesma possui carregamento simétrico. A seção de $x=282,1$ teve esforços próximos. Entretanto, esta não é a mais crítica, pois, após composição de tensão, notou-se que as tensões em $x=514,1$ mm eram maiores. Logo, a área da seção transversal de A1 foi projetada para a seção $x=514,1$.

Os esforços internos para o equipamento sem carga e desligado são:

$N = \text{Esforço normal} = 0$

$M = \text{Momento fletor} = 2,487 \text{ kN}$

$T = \text{Torque} = 0$

$Q = \text{Momento Fletor} = 3,05 \text{ kN}$

5.4.3 Aplicação de critérios de falha para Viga A1

Seguindo a mesma metodologia de projeto utilizada na seção 5.3.4 para o suporte das polias fixas, utilizou-se um software para calcular os coeficientes relacionados à área da seção transversal crítica. No caso de A1, foi utilizado o programa Mdsolids para os cálculos dos fatores de área. Após certo número de tentativas, chegou-se ao desenho de A1. Tal viga foi projetada com o intuito de se obter as menores dimensões de altura e largura possíveis, sem prejudicar os futuros cordões de solda entre esta e os suportes das polias fixas, além de ter sido buscada a redução de seu peso por meio de alívios. Os alívios foram feitos após simulação e foram feitos de maneira a não deixar o fator de segurança da viga menor que o fator de projeto de 2,94. Abaixo, pode-se ver as dimensões da área transversal de A1 na Fig. (5.30) bem como seus coeficientes de área.

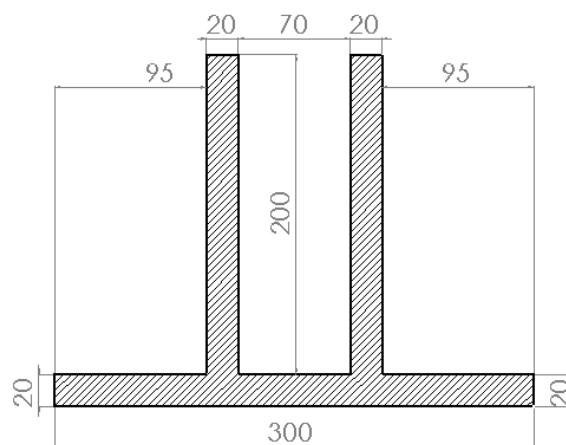


Figura 5.31-Área transversal da seção $x=514$ mm

Para esta área de seção transversal obteve-se os seguintes fatores.

I =Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $68,352 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J =Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $129,819 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C =Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,72\text{m}$

A =Área da seção transversal= $0,014 \text{ m}^2$

5.4.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto da viga A1, foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Assim, serão apresentados os coeficientes gerados pelo programa, já que este funcionou de maneira idêntica ao utilizado no projeto dos suportes das polias fixas quando se utilizou os esforços máximos e mínimos para compor as tensões alternadas e médias. Tal programa calcula o fator de segurança por meio do uso da equação e Marin aplicada ao critério de falha para vida infinita sob fadiga.

O material utilizado foi o aço 4140 retificado de resistência à tração de 1770 MPa, limite de resistência ao escoamento de 1640 MPa, módulo de elasticidade de 200 GPa e densidade de 7,85 g/cm³ [11]: $M_m=17,986 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=15,499 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=0,0431 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0,0431 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=16326,0 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=18646,0 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=238,791 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=238,791 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=163,258 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=189,4555 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,837$; $K_b=1,657$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=773,878 \text{ MPa}$; GOODMAN=3,158;

O fator de segurança para critério de falha para vida em fadiga foi de 3,158 para critério de GOODMAN.

5.4.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2, mas agora para a viga A1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=352730 \text{ kN/m}^2$; $\tau=3666,9 \text{ kN/m}^2$; $O_c=176370 \text{ kN/m}^2$; $r_h=176400 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=352,768 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-0,038 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento = $5,0169$; Energia de distorção= $5,0172$.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 5,017 para energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 5,017 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os

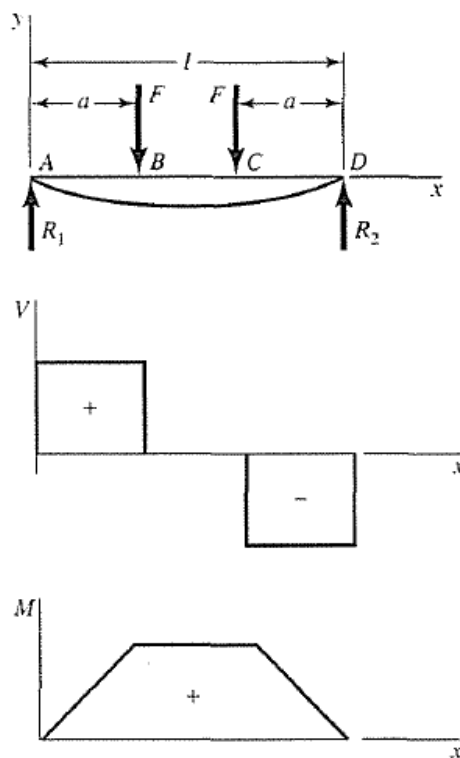
fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados. Tais simulações serão apresentadas após a verificação quanto à rigidez à deflexão.

5.4.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

O critério de falha quanto à rigidez à deflexão foi pensando com o intuito de garantir que as soldas utilizadas para unir toda a estrutura não sejam afetadas pela deflexão da estrutura devido aos esforços de carregamento e ao próprio peso. Para tal fim, foi consultada a norma [15] (ASW D1.1-Structural Welding code-stell) para a deflexão máxima permitida na estrutura. Segundo a norma, para que as soldas não sofram tensões inesperadas, a rigidez à deflexão não pode ser maior que 0,001mm para cada mm de vão. Ou seja, para cada comprimento, tem-se um valor máximo de deflexão.

Para se encontrar o valor de deflexão, foi utilizada a Eq. (263) para deflexão [11].

9 Apoios simples – cargas irmãs



$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_2 = F & V_{AB} &= F & V_{BC} &= 0 \\
 V_{CD} &= -F \\
 M_{AB} &= Fx & M_{BC} &= Fa & M_{CD} &= F(l-x) \\
 y_{AB} &= \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la) \\
 y_{BC} &= \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx) \\
 y_{\max} &= \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)
 \end{aligned}$$

Figura 5.32-Deflexão para cargas irmãs [11].

$$Y_{\max} = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (4a^2 - 3l^2) \quad (263)$$

F=Cortante máximo=44,651 kN

a=local de aplicação da carga=514,1 mm

E =Módulo de elasticidade=200 GPa

I =Momento de inércia em relação ao centroide= $68,352 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

l =Comprimento total da viga=1420 mm

Seguindo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a $1420\text{mm}/2 \cdot 0,001=0,71 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para A1 foi de 0,388 mm. Logo, esta está aprovada por deflexão. Na seção 5.9, serão apresentadas as deflexões máximas encontradas por simulação. Tal deflexão será comparada com a deflexão máxima encontrada nesta seção.

5.4.4 Simulação da viga A1

Na simulação de A1, novamente foi utilizado o programa Solidworks. Na simulação, criou-se um material customizado com as mesmas propriedades do material selecionado. O material utilizado foi o aço 4140 já citado na seção 5.4.3.1.

Seguindo a metodologia de projeto utilizada na seção 5.3.4, aplicaram-se os carregamentos de maneira fiel à realidade, bem como os pontos de apoio nos pontos de solda. A densidade da malha de elementos finitos utilizada pelo programa novamente não foi alterada.

Com a simulação, foi possível ver como A1 se comporta perante seus esforços. Com tais dados, foi possível realizar alívios para redução do peso sem diminuir o fator de segurança de projeto de 2,94. A massa total de A1 é de 124,391 kg. O menor fator de segurança estático encontrado após a simulação foi de 18,2815. Tal fator ficou alto para que o fator de segurança para vida infinita em fadiga calculado por meio de simulações ficasse maior que o fator de segurança do projeto. Tal fator será calculado no final deste capítulo. A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo, está a geometria final de A1. Houve a necessidade de variação de seção ao longo de seu comprimento para redução de peso. Tal viga possui 1420 mm de comprimento por 300 mm de largura, 220 mm de altura na seção mais alta e 180 mm na seção mais baixa, como pode ser visto na Fig. (5.33).

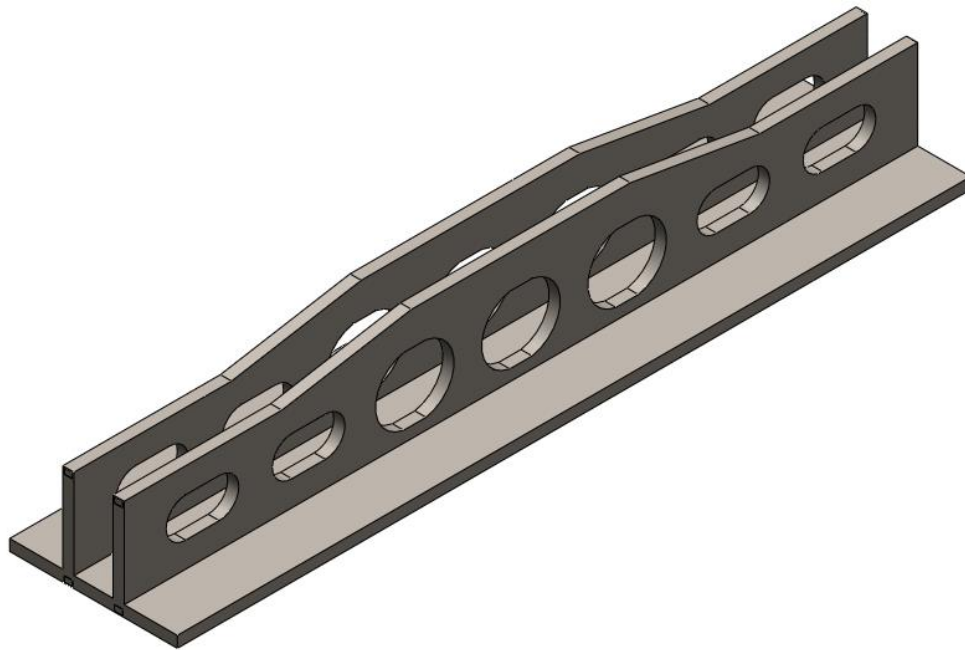


Figura 5.33-Vista isométrica da viga A1.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de forma a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (5.34).

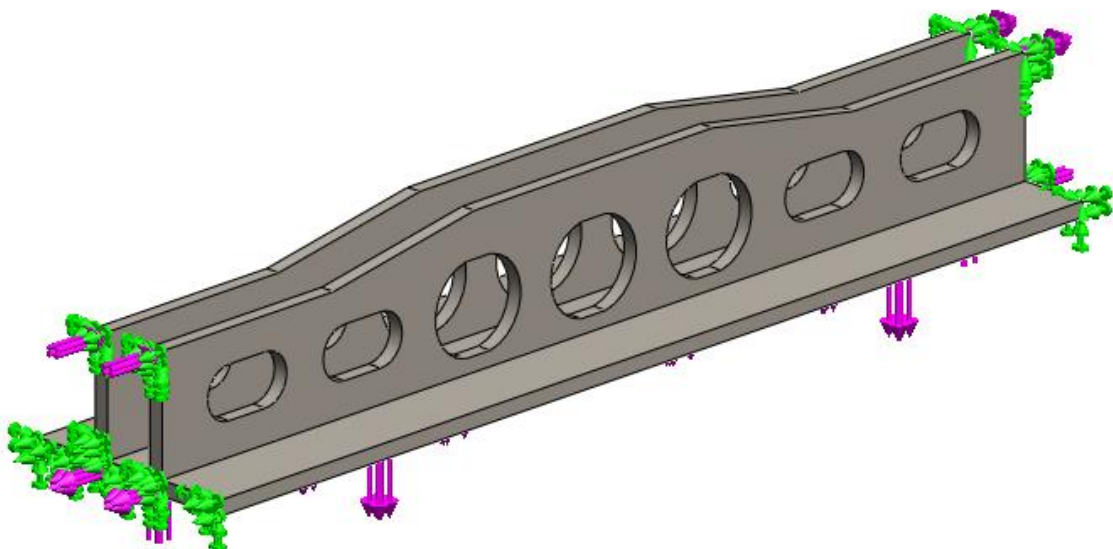


Figura 5.34-Carregamento e fixação do suporte das polias fixas.

- Representação da malha e dados sobre a mesma mostrados nas Fig. (5.35) e (5.36).

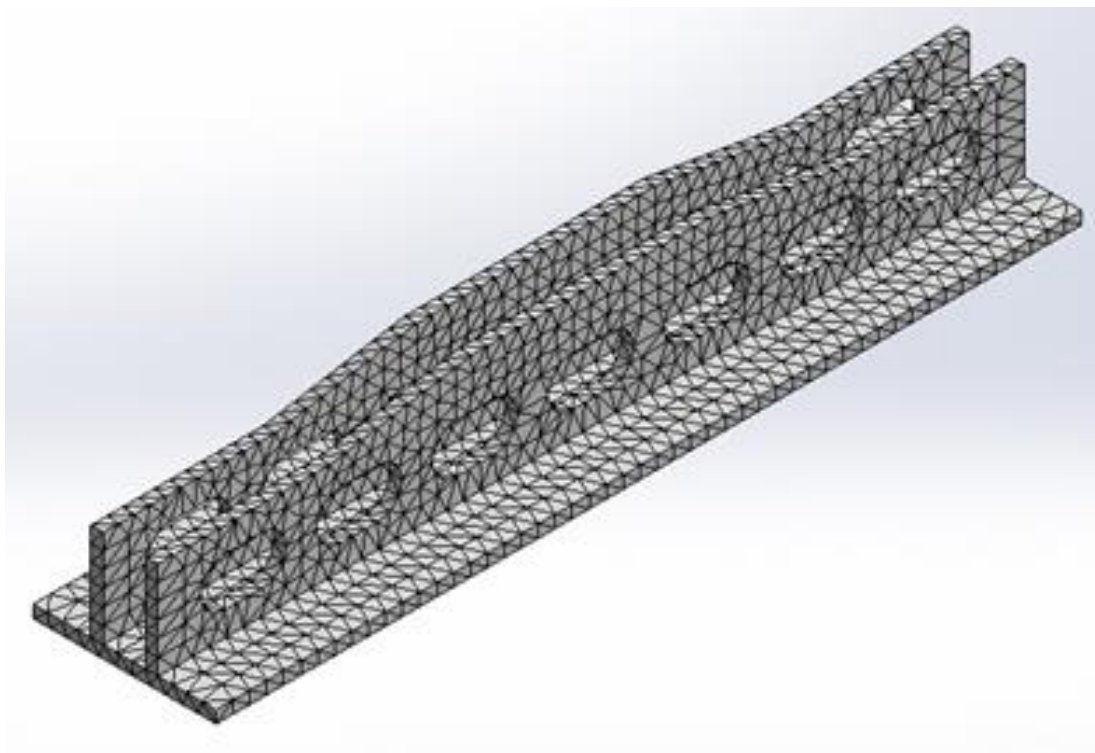


Figura 5.35-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	27.8746 mm
Tolerância	1.39373 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	15518
Total de elementos	7419
Proporção máxima	6.5053
% de elementos com Proporção < 3	91.1
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:04
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 5.36-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- Por fim, as tensões no suporte calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (5.37) e (5.38).

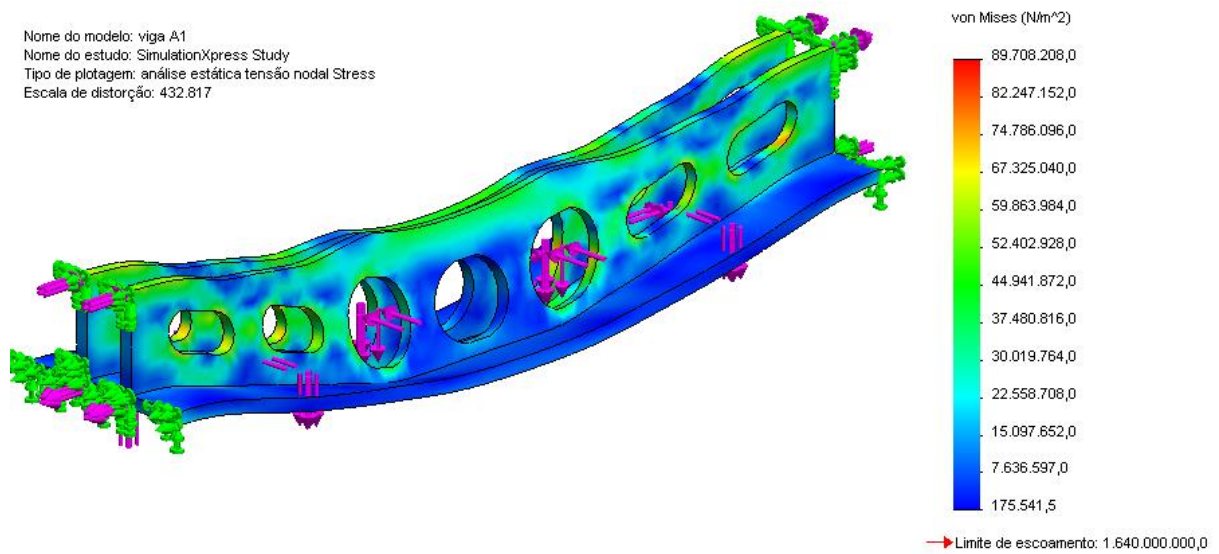


Figura 5.37-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

Nome do modelo: viga A1
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 3 < Azul

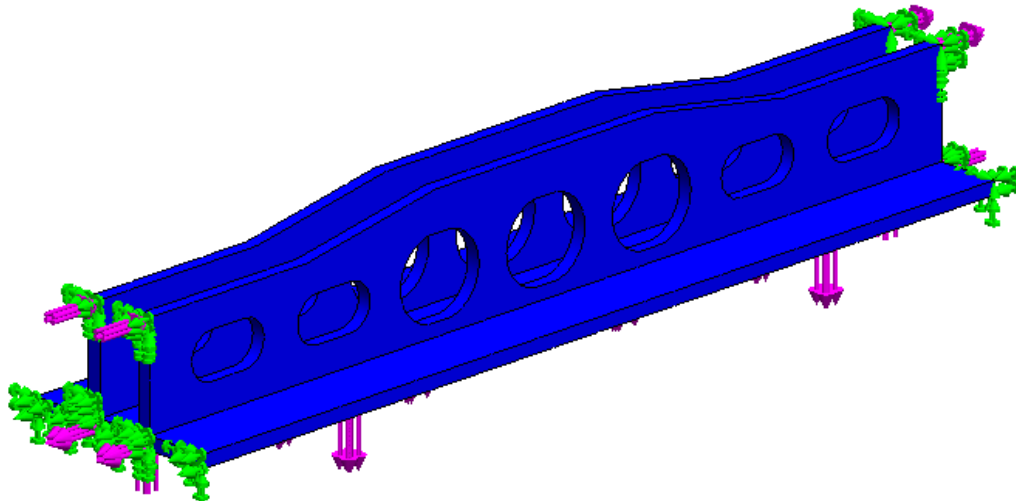


Figura 5.38-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

5.5 PROJETO DA VIGA LATERAL DIREITA-VIGA B1

A viga B1 é uma de duas vigas que se apoiam sobre as rodas do carro da ponte rolante. Tal viga tem um papel importante na construção do carro. Esta viga tem a função de dar apoio às vigas A1 e C1, ao mancal R3, ao motorreductor de içamento e às rodas do carro.

O projeto das vigas “B” mostrou-se complicado. As restrições geométricas mencionadas na seção 5.1.1 se aplicam quase que exclusivamente a esse par de vigas, B1 e B2. O projeto de B1 iniciou-se com a análise de quais elementos são fixados nesta e como deveria ser a geometria final. Tal análise pode ser mais bem entendida na Fig. (5.39).

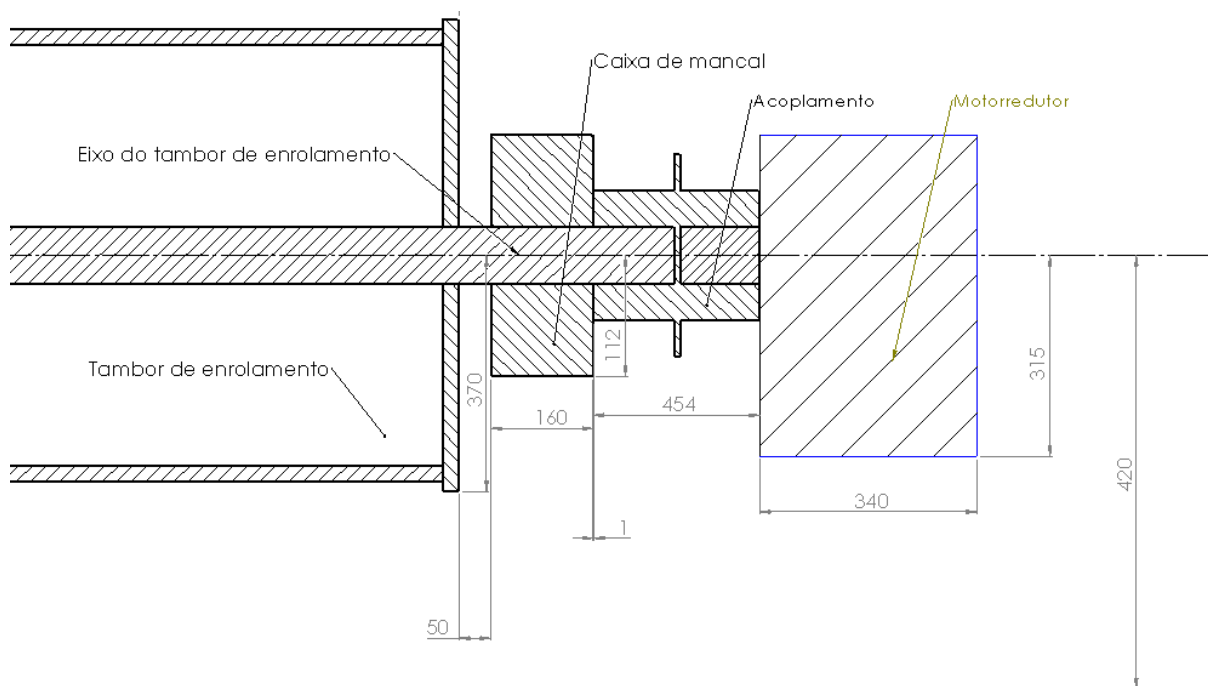


Figura 5.39-Dimensões em relação ao eixo do tambor dos elementos ligados a este.

Neste projeto, existem sérias restrições quanto à altura máxima que o carro pode atingir bem como sua largura e comprimento. Sabe-se que a altura mínima de B1 deveria ser $420 - 112 = 308$ mm, que corresponde à diferença de altura entre o freio do sistema de içamento (a representação do mesmo não está presente na Fig. 5.39) de 420 mm e altura dos rolamentos R1, R2 e R3 de 112 mm. Também se sabe que B1 deveria ter sua base nivelada com B2. Esta iria acomodar o freio do sistema de içamento. Por fim, decidiu-se que seria mais compacto projetar uma estrutura no qual a caixa de mancal e o motorreductor pudessem ser fixados simultaneamente.

Com tais restrições geométricas, pode-se determinar as dimensões da área transversal de B1 e determinar os esforços aos quais esta estaria sujeita. B1 sofre, numa primeira análise, esforços decorrentes de A1, devido ao peso e ao torque gerado pelo motorreductor e pelo carregamento do

mancal R3. Os esforços gerados por C1 serão incorporados após o projeto desta por meio de simulação da estrutura.

Para projetar C1, é necessário saber o peso e o torque dos motoredutores acoplados a esta. Tais redutores dependem diretamente das dimensões das rodas do carro, que por sua vez dependem diretamente do peso do carro. Para resolver tal questão, projetaram-se as vigas A1, B1 e B2, selecionou-se o motoredutor e em seguida projetaram-se as rodas, estimando-se o peso de C1. Finalizado o projeto das rodas, projetou-se C1, e os esforços gerados por esta foram verificados nas já projetadas vigas por meio de simulação. Tal processo iterativo será mais bem entendido ao longo do projeto.

Uma das medidas importantes tomadas para redução dos esforços sobre B1 foi a locação das rodas imediatamente abaixo dos eixos do tambor e das polias fixas. Tal medida diminuiu consideravelmente o momento fletor ao qual a estrutura é submetida devido ao peso da carga e dos elementos e permitiu uma redução nas dimensões das vigas B1 e B2.

Como os esforços de B1 são diretamente ligados às suas próprias dimensões, a área transversal de B1 foi determinada antes de se realizar os cálculos de solicitação. Entretanto, algumas geometrias foram ajustadas para garantir a rigidez necessária ao longo do projeto. O comprimento de B1 foi definido de maneira a acomodar o motoredutor, e A1 de maneira a não haver interferência entre o tambor e as polias fixas. Também foi objetivado que B1 e B2 deveriam ter o mesmo comprimento, logo o comprimento do freio também influenciou no comprimento final de B1. Na Figura (5.40) é possível entender melhor como ficou a área transversal de B1.

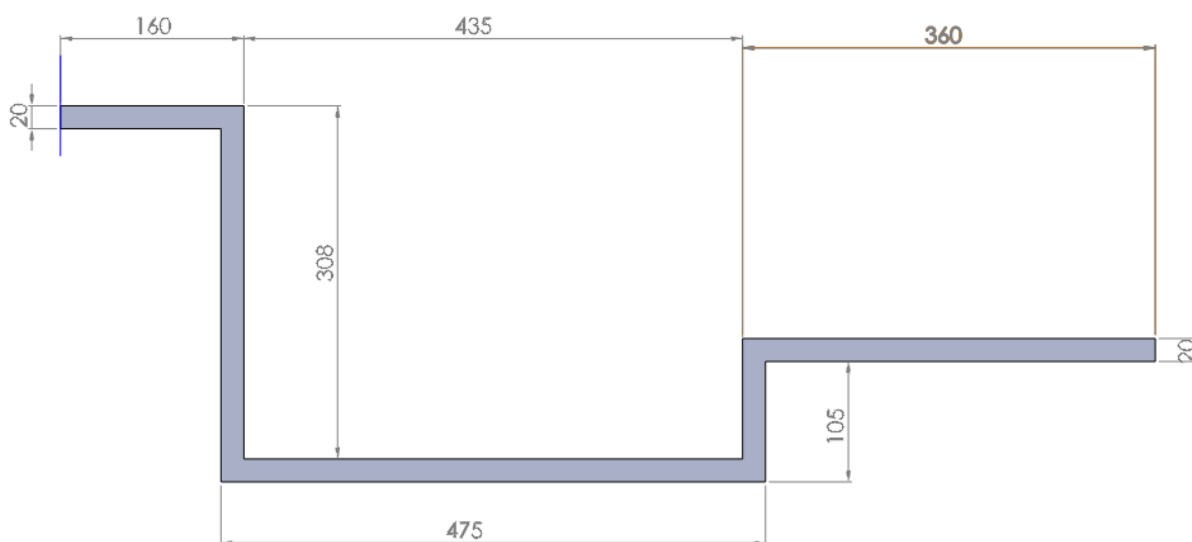


Figura 5.40-Área transversal de B1 e suas medidas (cotas em mm).

5.5.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.

No projeto da Viga B1, novamente se utilizou a metodologia de projeto aplicada nas seções 5.3 e 5.4. Novamente, verificaram-se quais os esforços sobre o elemento em projeto e construiu-se uma tabela para melhor organização. Os esforços atuantes são os mesmos da seção anterior, entretanto o peso dos elementos projetados já está incorporado, e o modo como tais esforços atuam em B1 varia com o local de aplicação. Pode-se verificar os esforços de cada elemento na Tab. (5.6).

Tabela 5.6- Elementos e os esforços que causam viga B1 e B2

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	$a=0,19\text{m/s}^2$ [kN]	$a=0,064\text{m/s}^2$ [kN]
Carga (SP)	8813	86,4260	1,6744	0,5640
Carga (ST)	1763	17,289	0,3349	0,1128
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	0,0037	0,0012
Polias fixas	122,5	1,2013	0,0232	0,0078
Freio tambor	258	2,5301	0,0490	0,016
Acoplamento tambor	13,8	0,1353	0,0026	0,0009
Eixo tambor	105	1,0296	0,0199	0,0067
Tambor	324	3,1774	0,0616	0,0207
Suporte polias fixas	76,38	0,7490	0,0145	0,0048
Viga A1	124,3911	1,2198	0,0236	0,0079
Motoredutor	435	4,2658	0,0826	0,0278

Para a construção do diagrama de corpo livre de B1, aplicaram-se os esforços decorrentes dos mancais atuando em seu centro geométrico, bem como os esforços de A1 em B1 foram concentrados no centroide da área transversal de A1. Para facilitar o entendimento, criou-se a Tab. (5.7), que relaciona o elemento com os esforços em módulo, direção e sentido, sendo que foi utilizado o padrão de coordenadas que já vem sendo usado.

Tabela 5.7- Módulo, direção e sentido dos esforços atuantes na Viga B1

Elemento	Peso [kN]-Z	$a=0,19\text{m/s}^2$ [kN]-y	$a=0,064\text{m/s}^2$ [kN]-x	Torque[kN·mm]
R3	10,881	0	0,071	0
Motoredutor	4,266	0,551	0,028	6161
A1	45,26	1,741	0,298	86,91

Alguns pontos devem ser melhor esclarecidos. Para o mancal R3, o valor de 10,8811 kN na direção Z foi encontrado na seção 4.14, e o valor de 0 kN na direção y corresponde à direção de movimentação da ponte rolante. Devido ao projeto do sistema de içamento, a fixação do eixo do tambor de enrolamento se dá, por um lado, pelos anéis de retenção entre os mancais R1 e R2, e do outro lado, pelo motoredutor. Já o valor de 0,0709 kN foi calculado na seção (5.2.1).

Para o motoredutor, o valor de 4,266 kN corresponde ao seu próprio peso e o valor de 0,5511 kN é o somatório da força devido a sua inércia na direção de movimento da ponte (0,0826 kN) somado com a força de mesma origem para o eixo e para os elementos a ele fixados (0,4685 kN). O valor 0,0278 kN corresponde ao esforço devido à inércia de movimentação do carro e, por fim, o torque a este associado se deve ao torque necessário para o içamento da carga.

Por último, mas não menos importante, os esforços causados por A1 são os mesmos calculados para seus apoios. Tais esforços podem ser melhor entendidos pela Fig. (5.41).

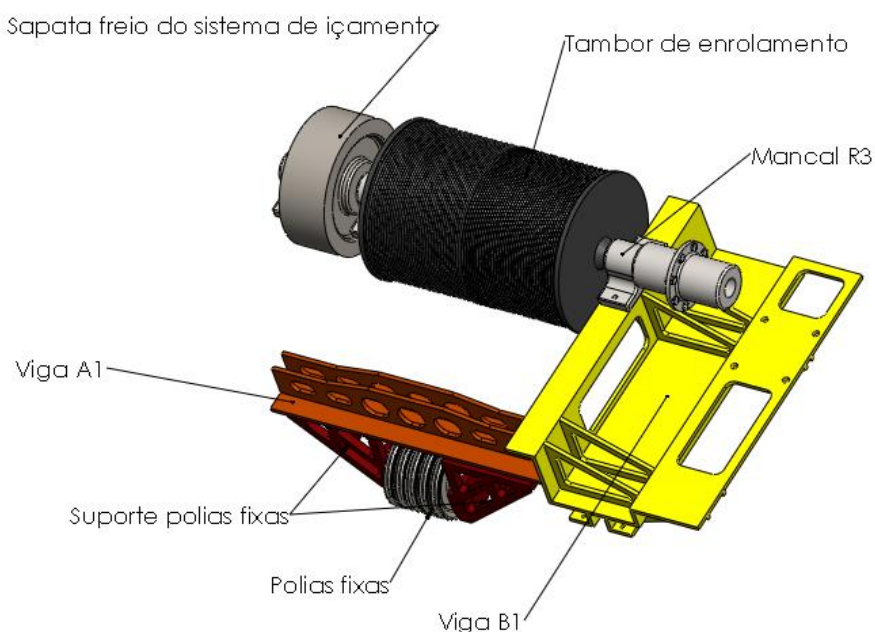


Figura 5.41- Viga B1 e alguns de seus elementos acoplados.

Com os dados do carregamento sobre B1, criou-se o diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.42).

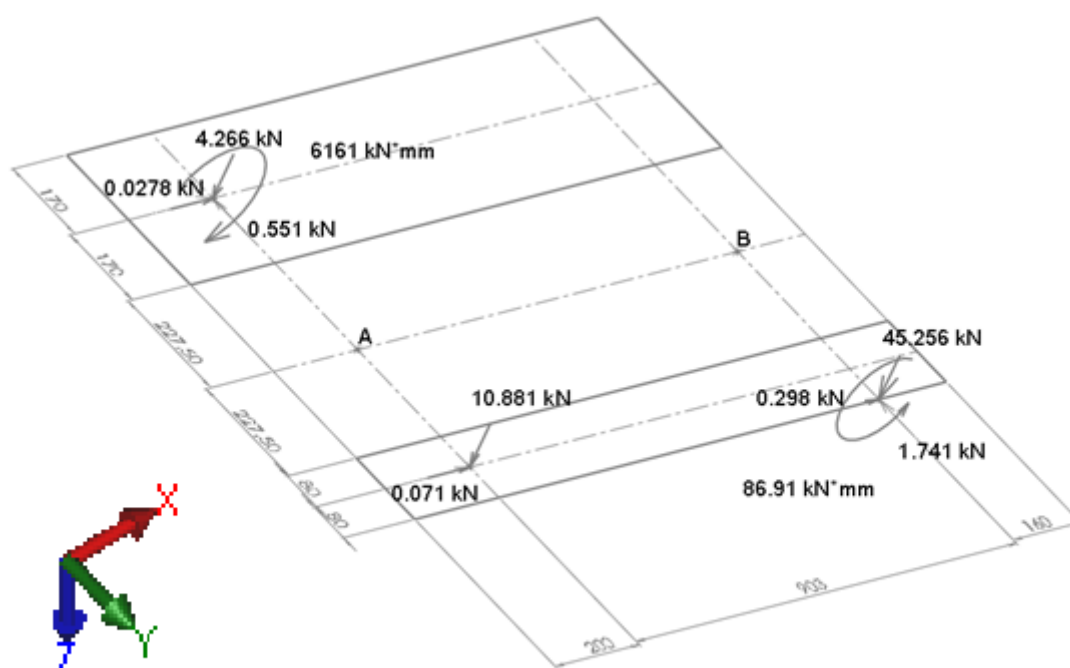


Figura 5.42- Esforços atuantes em B1

Para facilitar os cálculos das reações nos apoios A e B bem como o cálculo dos esforços internos, criou-se um diagrama de corpo livre simplificado para B1. Tal diagrama pode ser visto na Fig. (5.43).

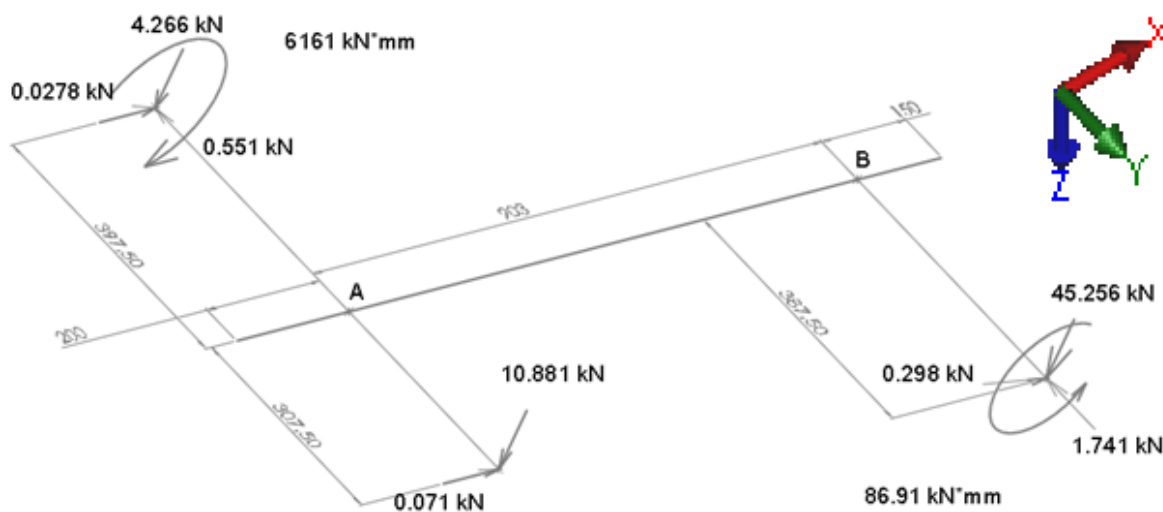


Figura 5.43- Diagrama de corpo livre simplificado de B1.

Resolvendo-se primeiramente para o plano ZX, tem-se o seguinte diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.44).



Figura 5.44- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga B1 para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 2,46 \text{ kN}$$

$$V_B = 51,99 \text{ kN}$$

Plano XY

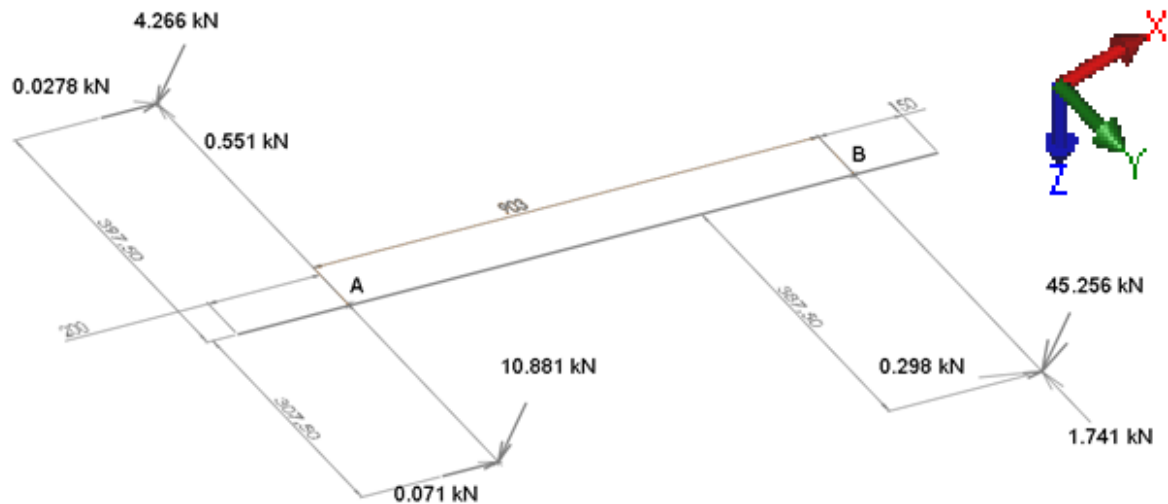


Figura 5.45- Diagrama de corpo livre do plano XY.

A composição dos momentos atuantes nos apoios A e B foram calculadas da seguinte forma:

$$11,066 \text{ kN}\cdot\text{mm}=0,0278 \text{ kN}\cdot 397,5 \text{ mm}$$

$$21,802 \text{ kN}\cdot\text{mm}=0,0709 \text{ kN}\cdot 307,5 \text{ mm}$$

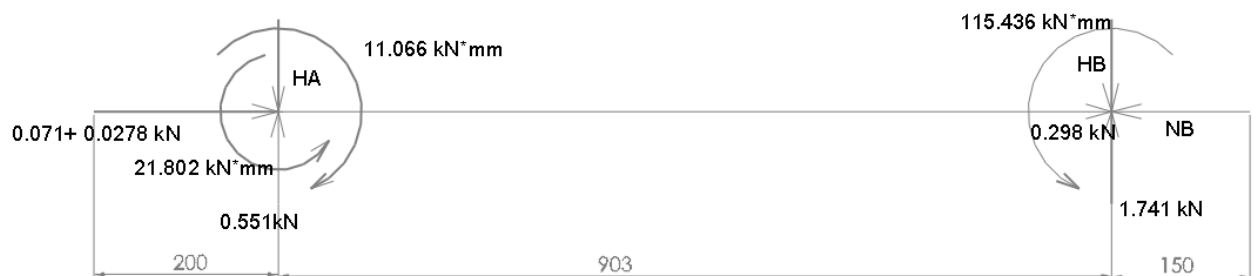


Figura 5.46- Diagrama de corpo livre do plano XY para uso no Mdsolids.

Os valores das reações encontrados pelo software foram:

$$H_A=0,41 \text{ kN}$$

$$H_B=1,88 \text{ kN}$$

$$N_B=0,396 \text{ kN}$$

Plano ZY

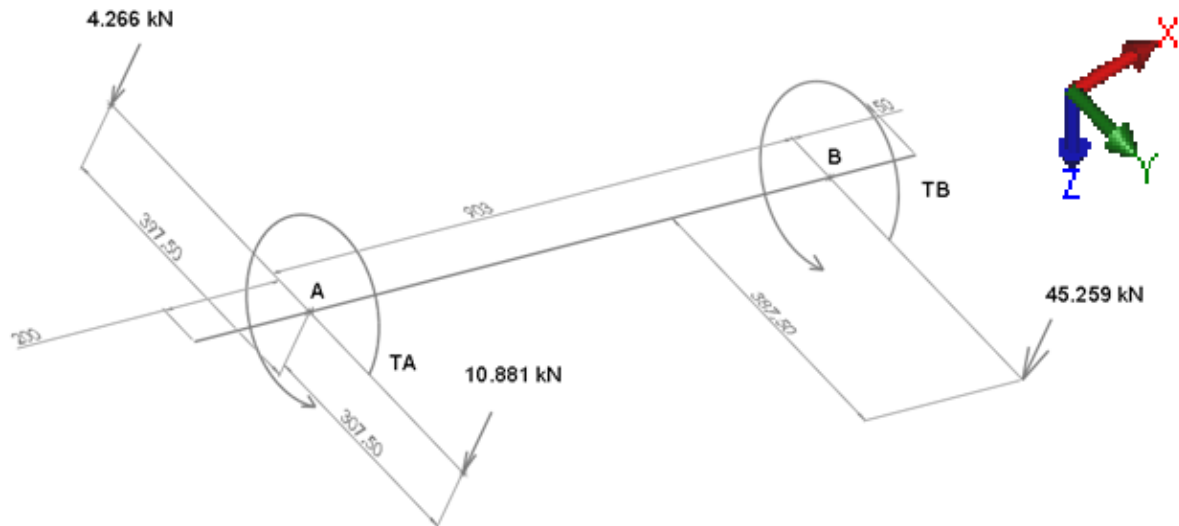


Figura 5.47- Diagrama de corpo livre do plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (264)$$

$$T_A + T_b + 4,266 \text{ kN} \cdot 397,5 \text{ mm} - 10,881 \text{ kN} \cdot 307,5 \text{ mm} - 45,259 \text{ kN} \cdot 387,5 \text{ mm} = 0 \quad (265)$$

$$T_A = T_b = 19,188 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.5.1.1 Composição das Tensões na seção crítica.

A seção mais solicitada está na seção de $x=200 \text{ mm}$ a partir do ponto de aplicação de V_A , como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 13. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 0,0869 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 6,161 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 6,731 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,139 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre B1 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0,396 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 6,731 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 19,188 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 6,731 \text{ kN}$$

5.5.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Mais uma vez o cálculo dos esforços sem carregamento foi feito considerando apenas o peso dos elementos ligados a ele. Como pode ser visto na Tab. (5.8), os esforços causados pelos pesos do eixo das polias fixas, das polias fixas, do moitão, dos cabos de aço e do suporte das polias fixas são divididos por 2, pelo fato de B1 e B2 dividirem a carga. Fazendo-se o somatório destes termos, encontra-se 4,41 kN no local de apoio de A1, tanto em B1 quanto em B2.

Tabela 5.8- Elementos e os esforços que causam na viga B1 para o equipamento em repouso e sem carga

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	Parcela de carga	Peso atuante
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	1/2	0,0959
Polias fixas	122,5	1,2013	1/2	0,0065
Moitão	270	2,6477	10/24	1,1032
Cabos de aço	306	3,0008	10/24	1,2503
Suporte polias fixas	76,384	0,749	1,0	0,749
Viga A1	124,3911	1,2198	0,0236/2	0,0039
Motoredutor	435	4,2658	0,0826	0,0278

Os demais esforços são devido ao motoredutor, que gera um esforço de 4,266 kN, e ao mancal R3, que suporta uma parcela de peso dos elementos do eixo do tambor de 2,237 kN. O diagrama de corpo livre para a situação sem carregamento e em repouso pode ser visto na Fig. (5.48).

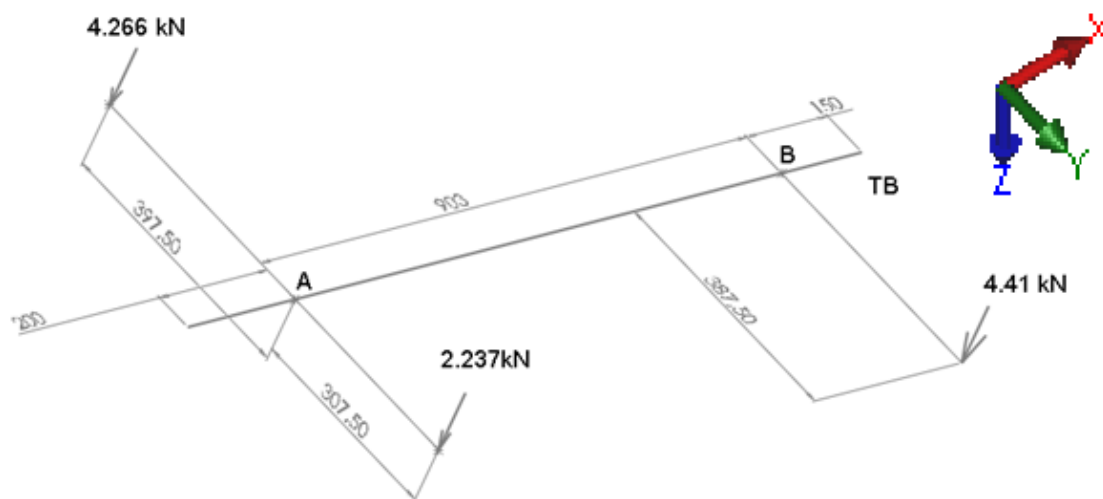


Figura 5.48- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento.

Plano ZX



Figura 5.49- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 6,50 \text{ kN}$$

$$V_B = 4,41 \text{ kN}$$

Plano ZY

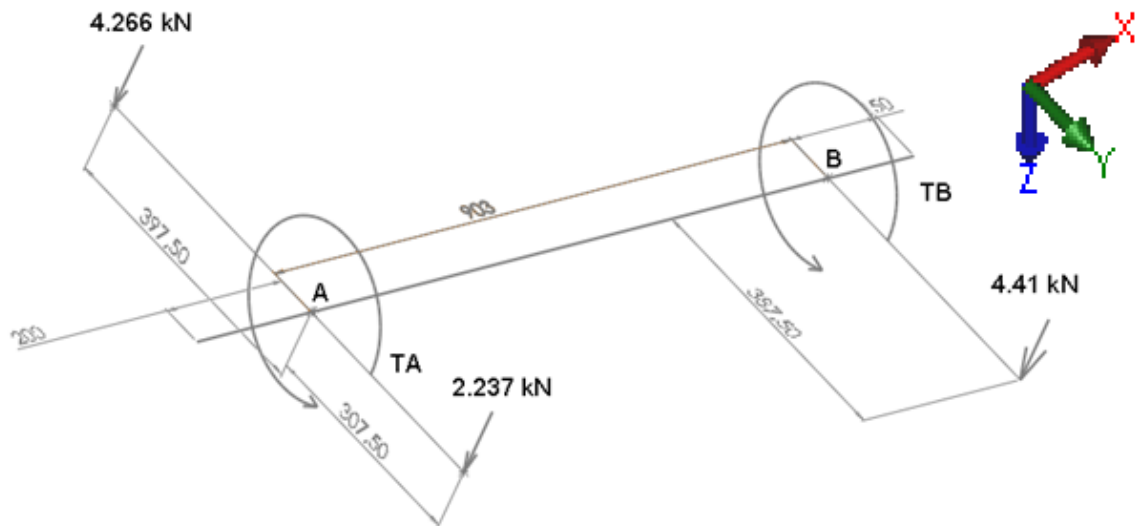


Figura 5.50- Diagrama de corpo livre da viga B1 em repouso sem carregamento para o plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (266)$$

$$T_A + T_b + 4,266 \text{ kN} \cdot 397,5 \text{ mm} - 2,237 \text{ kN} \cdot 307,5 \text{ mm} - 4,41 \text{ kN} \cdot 387,5 \text{ mm} = 0 \quad (267)$$

$$T_A = T_b = 0,701 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.5.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B1

Diferentemente de A1, B1 possui muitas das dimensões de sua área transversal travadas por limitações geométricas de projeto. Como mostrado no início do projeto de B1, apenas a espessura da área transversal podia realmente ser alterada para se chegar a uma determinada rigidez. O desenho e as medidas da área transversal foram mostrados na seção 5.5. Agora serão apresentados somente os coeficientes de área.

I=Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $322,8836 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J=Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $1969,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C=Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,78 \text{ m}$

A=Área da seção transversal= $0,027 \text{ m}^2$

5.5.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto da viga B1, foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Dessa forma, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 usinado, com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163. [11]: $M_m=3,365$ kN·m; $M_a=3,365$ kN·m; $T_m=9,594$ kN·m; $T_a=9,594$ kN·m; $\sigma_A=8130,1$ kN/m²; $\sigma_m=8130,1$ kN/m²; $\tau_A=3799,7$ kN/m²; $\tau_m=3799,7$ kN/m²; $\sigma'_A=10,460$ MPa; $\sigma'_m=10,460$ MPa; $S'_e=294,84$ MPa; $K_a=0,834$; $K_b=1,512$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=294,397$ MPa; GOODMAN=18,72.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 18,72 para critério de GOODMAN.

5.5.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga B1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=14887$ kN/m²; $\tau=7848,5$ kN/m²; $O_c=7443,5$ kN/m²; $r_h=10817$ kN/m²; $\sigma_1=18,260$ MPa; $\sigma_2=-3,373$ MPa; Máximo cisalhamento =27,041; Energia de distorção=29,018.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 27,041 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 29,018 para energia de distorção para materiais dúcteis.

5.5.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

O carregamento nas vigas 'B' sofre deflexão principalmente devido ao torque dos elementos que estão presos nestas, e não devido ao peso próprio ou dos elementos sobre as vigas B. Por tal motivo, a expressão do cálculo da deflexão mudou para estes elementos.

Para se encontrar o valor de deflexão, foi utilizada a Eq. (268) [11].

8 Apoios simples – carga de momento flexor

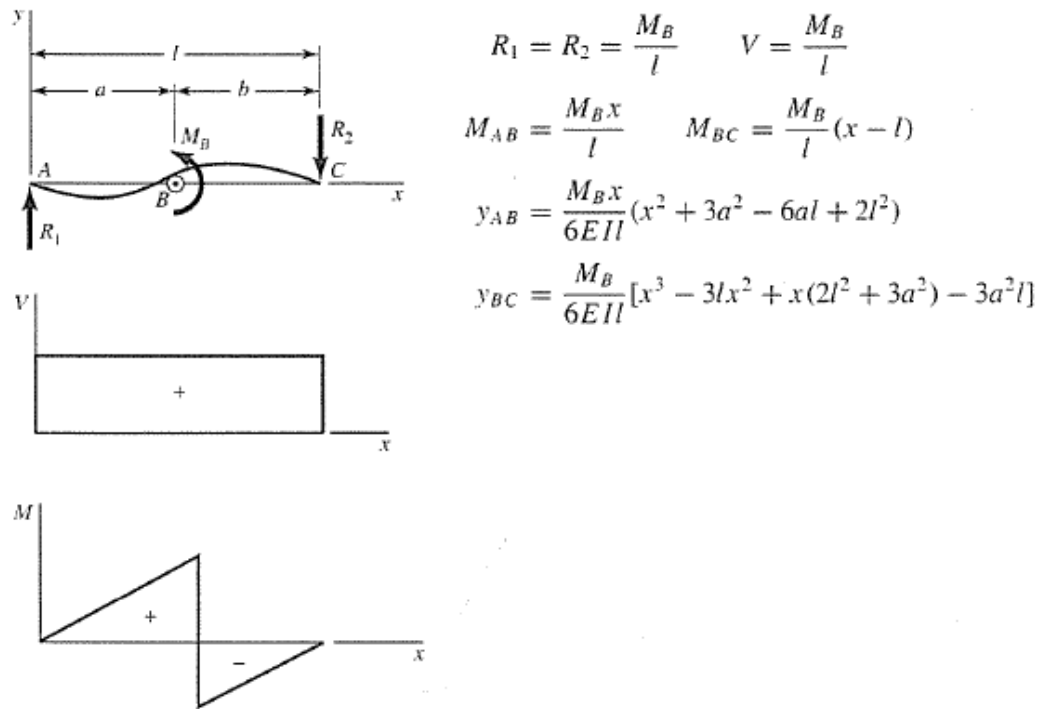


Figura 5.51-Deflexão para carga de momento polar [11].

$$Y_{\max} = \frac{M_B}{6EIL} [x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l] \quad (268)$$

M_B =Momento atuante no corpo=6,161 kN·m

a =local de aplicação da carga=0 mm

b =Segundo local de aplicação da carga=903 mm

E =Módulo de elasticidade=200 GPa

I =Momento de inércia em relação ao centroide= $322,8836 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

l =Comprimento total da viga=1263mm

Seguindo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a $1263\text{mm}/2 \cdot 0,001=0,63 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para B1 foi de $1,87 \cdot 10^{-11} \text{ mm}$. Logo, esta está aprovada por deflexão. Na seção 5.9, serão apresentadas as deflexões máximas encontradas por simulação. Tal deflexão será comparada com a deflexão máxima encontrada nesta seção.

5.5.4 Simulação da viga B1

Novamente utilizou-se o programa Solidworks. Para tal simulação, utilizou-se o mesmo aço 1045 criado para simulação feita na seção 5.3.4.

A aplicação da simulação permitiu que reforços na estrutura em pontos de altas tensões inesperadas pudessem ser feitos, além de permitir a redução no peso por meio de alívios. O peso final de B1 foi de 371,94 kg, e o menor fator de segurança estático foi de 5,285.

A seguir serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de B1. Tal viga possui 1523 mm de comprimento por 885 mm de largura, 328 mm de altura no lado mais alto e 115 mm no lado mais baixo, como pode ser visto na Fig. (5.52).

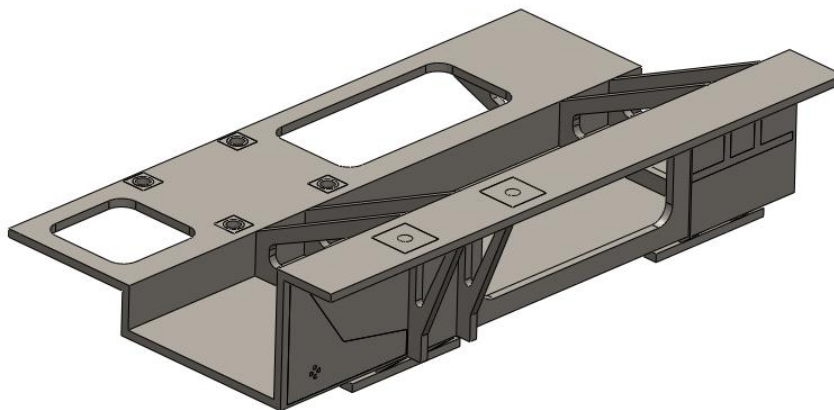


Figura 5.52-Vista isométrica da viga B1.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (5.53).

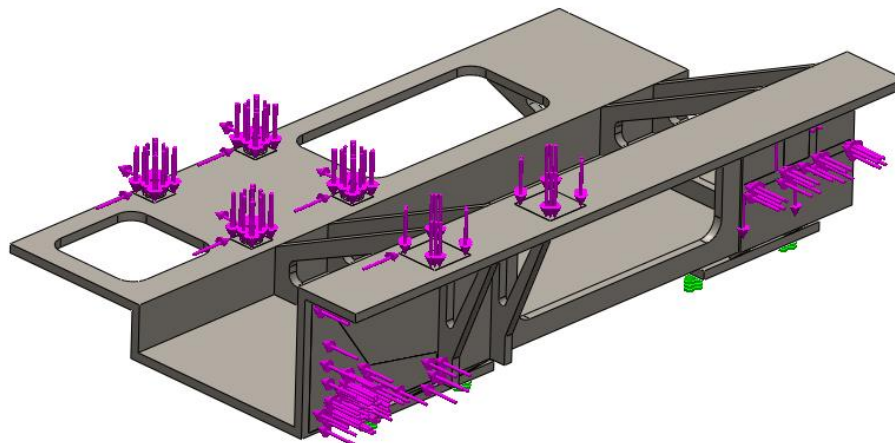


Figura 5.53-Carregamento e fixação B1.

- Representação da malha e dados sobre a mesma mostrada nas Fig. (5.54) e (5.55).

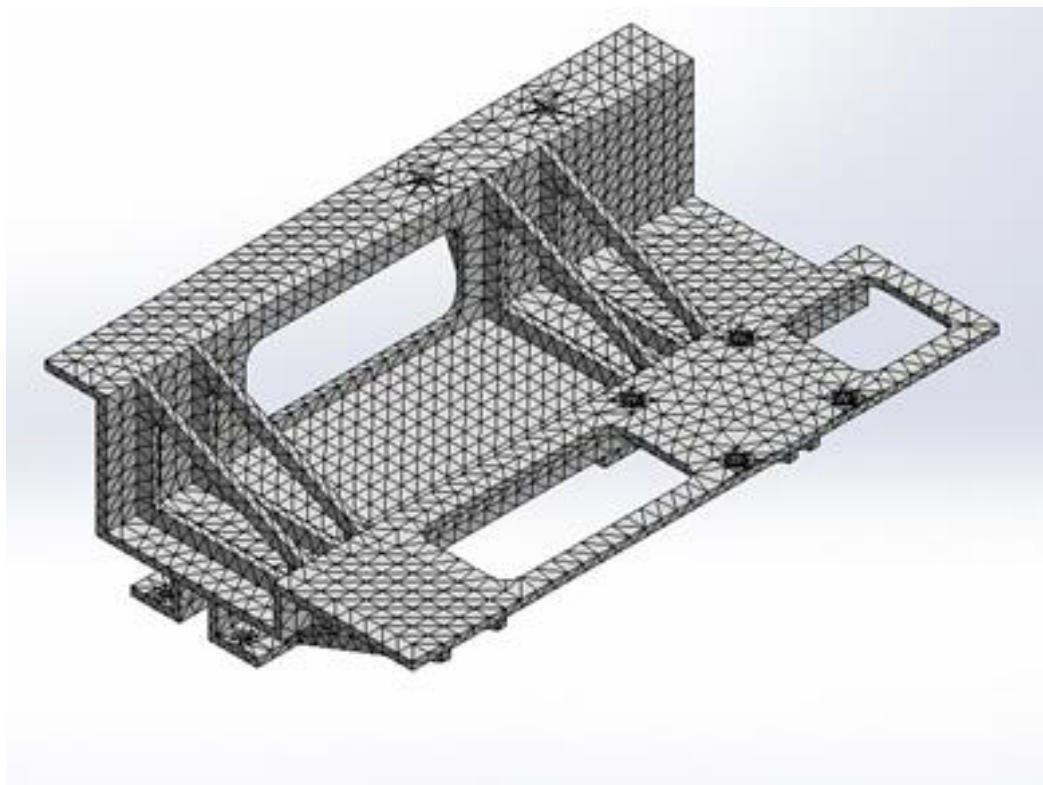


Figura 5.54-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	40.8533 mm
Tolerância	2.04267 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	30189
Total de elementos	14401
Proporção máxima	7.272e+005
% de elementos com Proporção < 3	82.7
% de elementos com Proporção < 10	0.312
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:12
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 5.55-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- Por fim, as tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2.94 podem ser vistos nas Fig. (5.56) e (5.57).

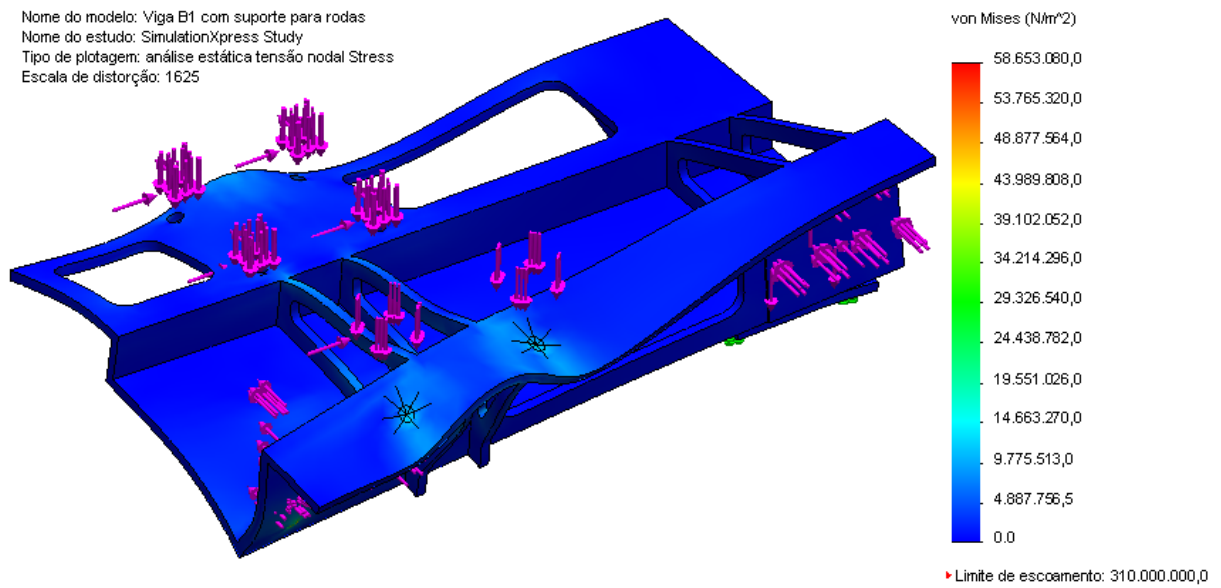


Figura 5.56-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

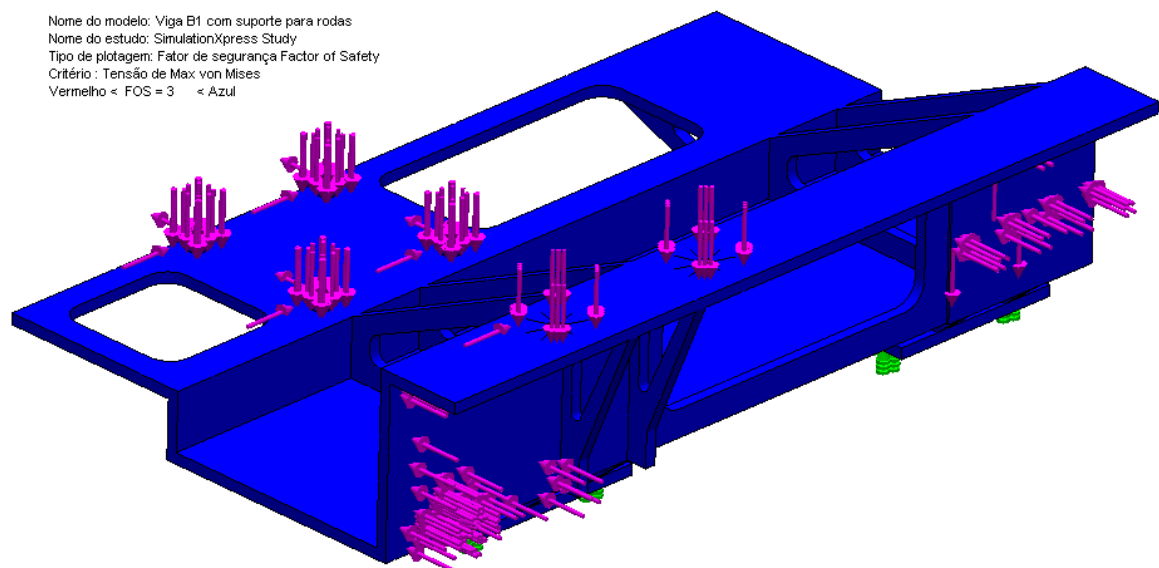


Figura 5.57-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

5.6 PROJETO DA VIGA LATERAL ESQUERDA-VIGA B2

A viga B2 é a segunda de duas vigas que se apoiam sobre as rodas do carro da ponte rolante, ou seja, ela tem função similar a B1. Assim como B1, B2 tem a função de dar apoio às vigas A1 e C1, mas também de dar apoio aos mancais R1 e R2 e ao freio do sistema de içamento.

Assim como B1, o projeto de B2 foi complicado devido às inúmeras restrições geométricas impostas a esta. De maneira similar à B1, em B2 também foi feita uma análise de como deveria ser sua área transversal para que esta pudesse suportar os elementos aos quais ela está sendo projetada. A Figura (5.58) mostra os elementos fixados em B2 e suas dimensões relativas ao eixo do tambor de rolamento.

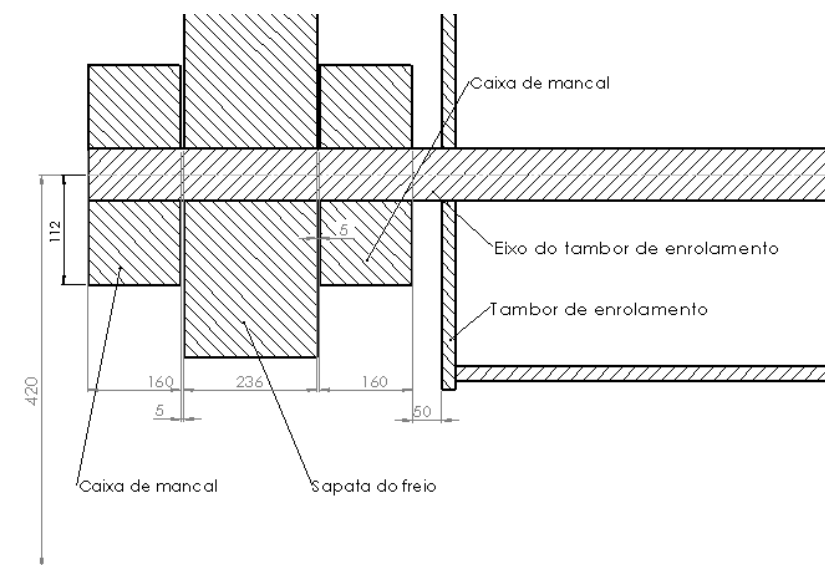


Figura 5.58-Dimensões em relação ao eixo do tambor dos elementos ligados a este.

As principais restrições geométricas de B2 se devem as dimensões do freio do sistema de içamento e como este se localiza em relação aos outros elementos do carro. O freio do sistema de içamento necessita de 236 mm de largura para acomodar sua polia somados 10 mm para os anéis de retenção, que mantêm tal polia no lugar, além de 420 mm de distância entre o centro do eixo do tambor e a superfície onde será parafusado o freio em si. Cada caixa de mancal possui 122 mm de altura entre a superfície onde estão parafusados e o centro do seu eixo. Logo a reentrância de B2 onde será aparafusado o freio do sistema de içamento deve ser de 308 mm.

A largura de B2 foi determinada pelas dimensões do freio e pelas dimensões das caixas de mancal que são aparafusadas nesta. Por fim, o eixo do tambor de enrolamento está a 460 mm de sua borda frontal devido ao freio. As demais dimensões atendem requisitos para possibilitar a montagem com A1 e B1. A área transversal de B2 pode ser vista na Fig. (5.59).

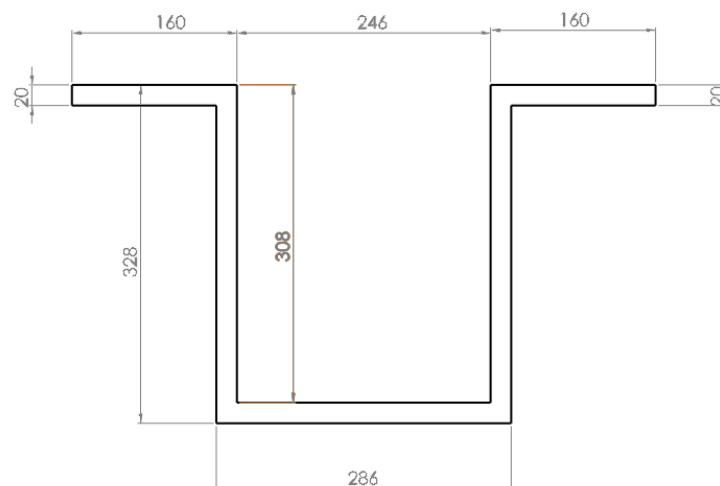


Figura 5.59- Área transversal de B2

5.6.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.

Nesta seção, a metodologia de projeto utilizada até este ponto foi novamente aplicada. Primeiramente, determinaram-se as forças atuantes em cada elemento, como peso e inércia. Com tais dados, sabe-se o módulo, direção e sentido de todos os esforços atuantes em B2. Estes dados presentes na Tab. (5.9) em conjunto com os dados dos esforços em cada mancal da seção 4.14 permitiu a construção da Tab. (5.10).

Tabela 5.9- Elementos e os esforços que causam viga B1 e B2

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	$a=0,19\text{m/s}^2$ [kN]	$a=0,064\text{m/s}^2$ [kN]
Carga (SP)	8813	86,4260	1,6744	0,5640
Carga (ST)	1763	17,289	0,3349	0,1128
Eixo polias fixas	19,56	0,1918	0,0037	0,0012
Polias fixas	122,5	1,2013	0,0232	0,0078
Freio tambor	258	2,5301	0,0490	0,016
Acoplamento tambor	13,8	0,1353	0,0026	0,0009
Eixo tambor	105	1,0296	0,0199	0,0067
Tambor	324	3,1774	0,0616	0,0207
Suporte polias fixas	76,38	0,7490	0,0145	0,0048
Viga A1	124,3911	1,2198	0,0236	0,0079
Viga B1	371,94	3,6474	0,0706	0,0238
Motoredutor	435	4,2658	0,0826	0,0278

Tabela 5.10- Módulo, direção e sentido dos esforços atuantes na Viga B2

Elemento	Peso [kN]-Z	$a_y=0,19\text{m/s}^2$ [kN]-y	$a_x=0,064\text{m/s}^2$ [kN]	Torque[kN·mm]
R1	1,295	0,4685	0,01	0
R2	12,0803	0	0,0714	0
A1	45,2599	1,7408	0,2979	86,91
Freio tambor	0	0	0	6161

Para melhor entendimento da Tab, (5.10). pode-se verificar a montagem entre A1, B1, B2 e o tambor de enrolamento na Fig. (5.60).

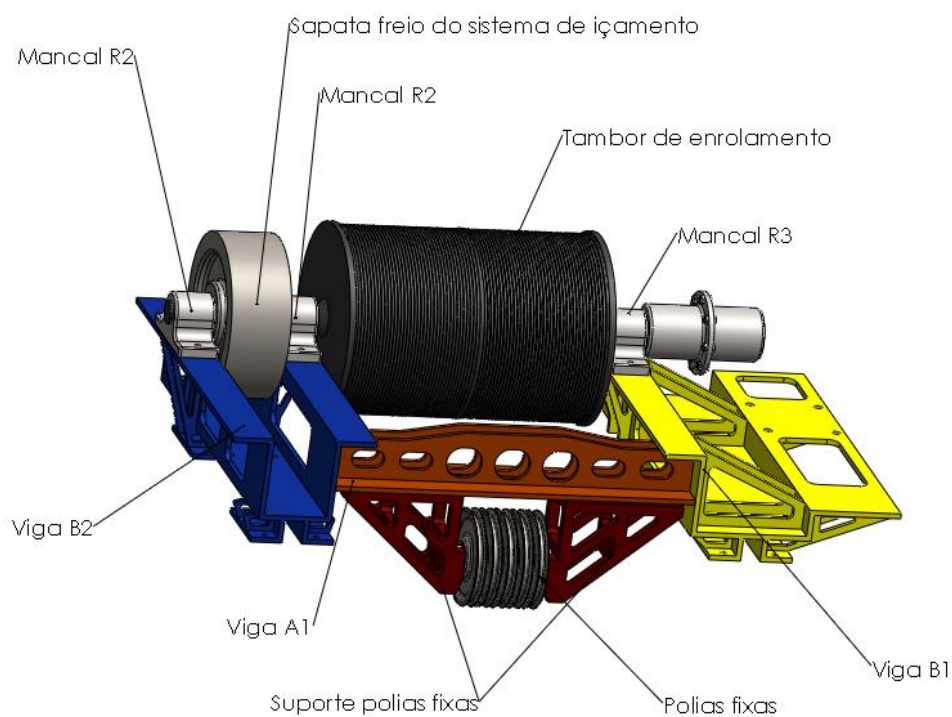


Figura 5.60-Esforços atuantes em B2.

Os pesos do freio do tambor bem como seus esforços devido à inércia já estão computados nos esforços dos mancais. Com a Tabela (5.10), construiu-se o diagrama de corpo livre de B2 mostrado na Fig. (5.61).

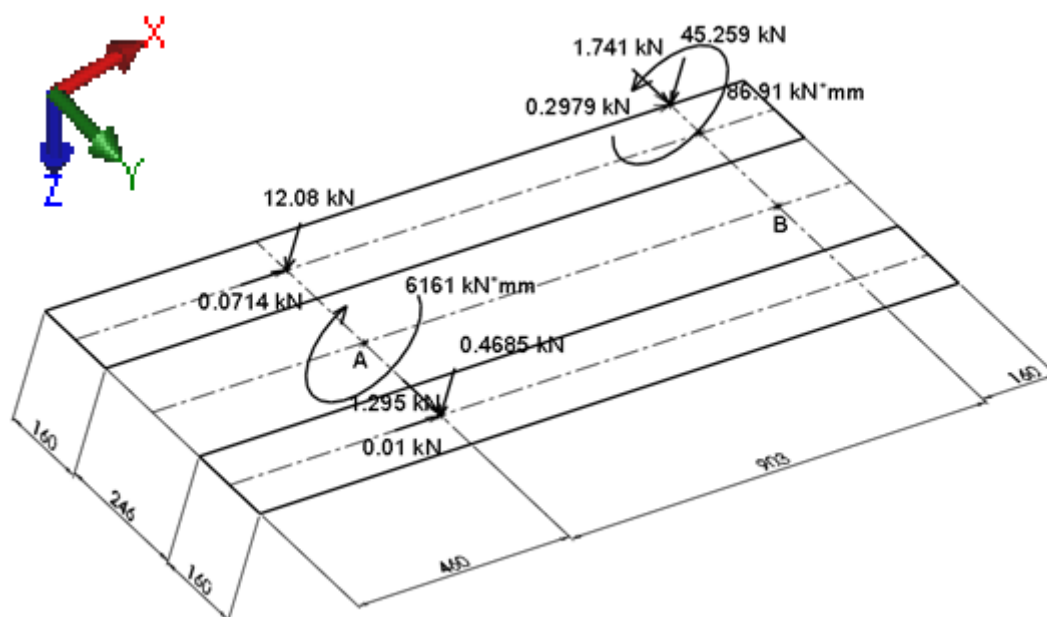


Figura 5.61-Esforços atuantes em B2.

Simplificando o diagrama para efeito de cálculo, obtém-se a Fig. (5.62).

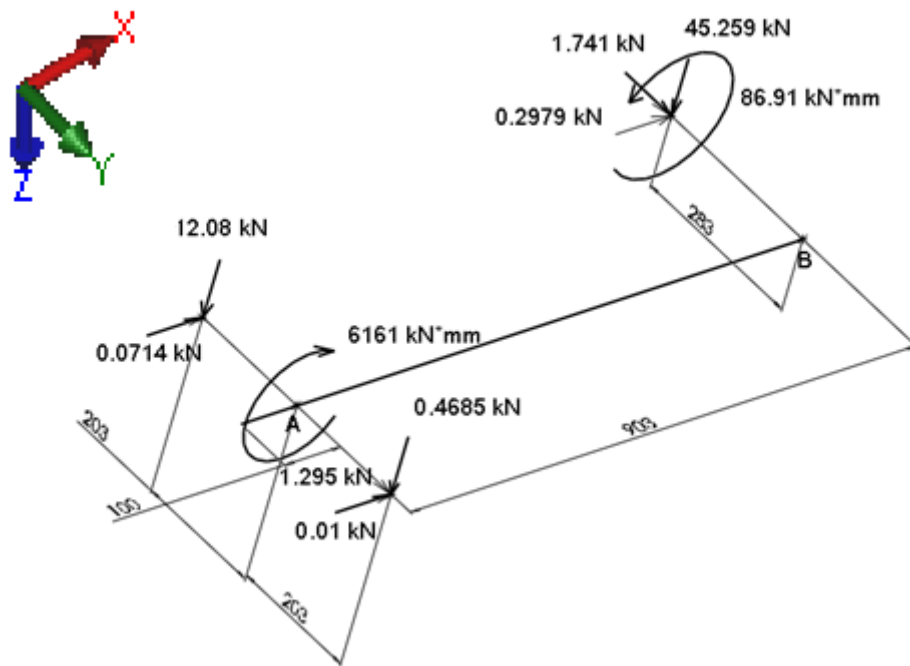


Figura 5.62-Diagrama de corpo livre para viga B2

Resolvendo-se primeiramente para o plano ZX, tem-se o seguinte diagrama de corpo livre mostrado na Fig. (5.63).

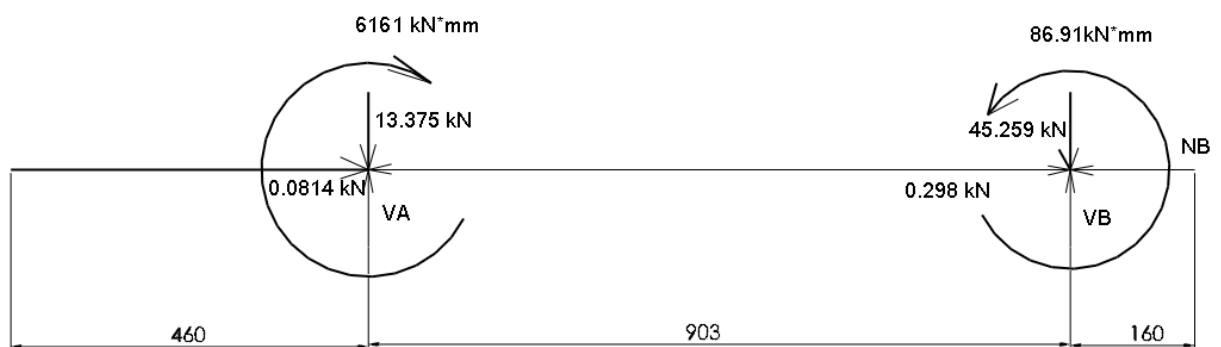


Figura 5.63- Diagrama de corpo livre dos esforços atuantes na viga B2 para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 6,65 \text{ kN}$$

$$V_B = 51,99 \text{ kN}$$

$$N_B = 0,379 \text{ kN}$$

Plano XY

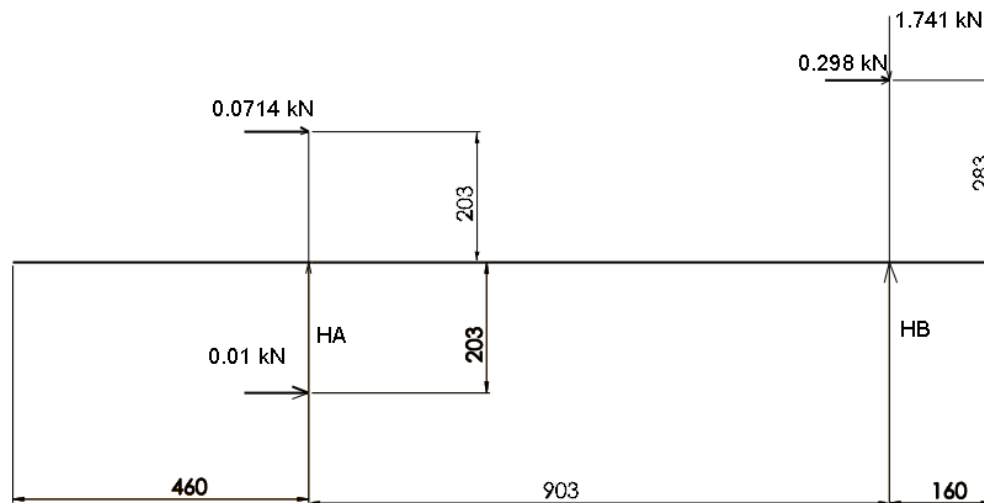


Figura 5.64- Diagrama de corpo livre do plano XY

A composição dos momentos atuantes nos apoios A e B foi calculada da seguinte forma:

$$14,494 \text{ kN}\cdot\text{mm}=203 \text{ mm}\cdot 0,0714 \text{ kN}$$

$$2,03 \text{ kN}\cdot\text{mm}=0,01 \text{ kN}\cdot 203 \text{ mm}$$

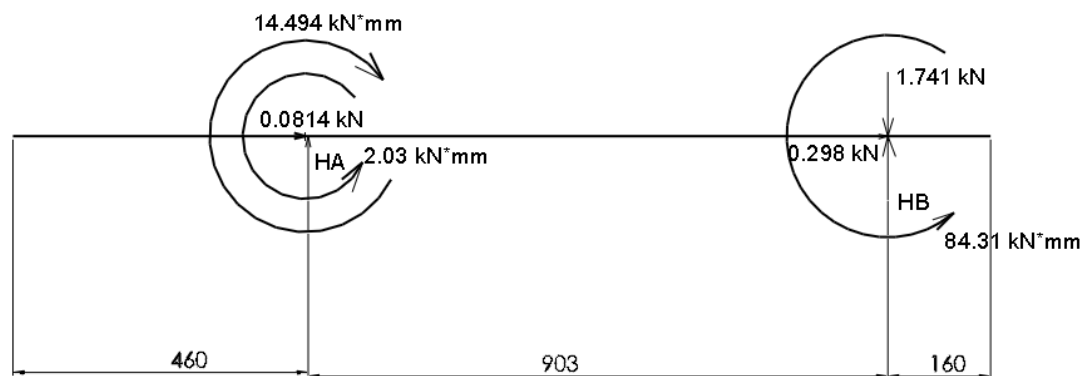


Figura 5.65- Diagrama de corpo livre do plano XY

Os valores das reações encontrados pelo software Mdsolids foram:

$$H_A=0,36 \text{ kN}$$

$$H_B=1,85 \text{ kN}$$

Plano ZY

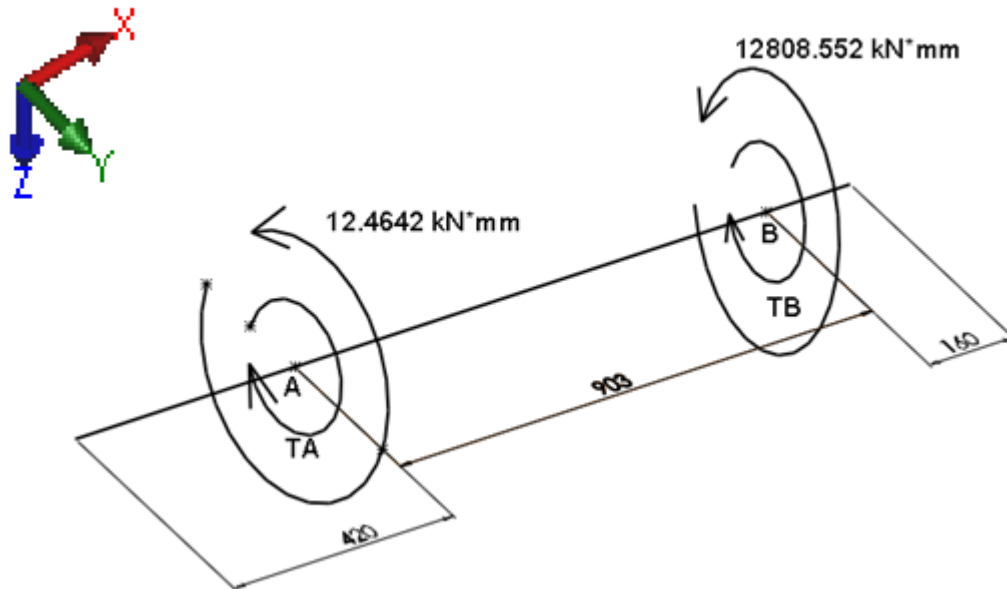


Figura 5.66- Diagrama de corpo livre do plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (314)$$

$$T_A + T_b + 12,464 \text{ kN} \cdot \text{mm} - 12804,552 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 0 \quad (315)$$

$$T_A = T_b = 6408,507 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.6.1.1 Composição das Tensões na seção crítica.

A seção mais solicitada está na seção de $x=200 \text{ mm}$ como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 14. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 6161 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 12,46 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 6,73 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,1072 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre B2 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0,0814 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 6,1610 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 6,4058 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 6,731 \text{ kN}$$

5.6.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

O cálculo dos esforços sobre B2 realizou-se considerando apenas o peso dos elementos ligados a esta. A Tabela (5.8) foi utilizada novamente e o peso devido à A1 e seus componentes foi considerado. Sabe-se que o somatório dos elementos relacionados à A1 somam juntos 4,41 kN, e que as reações de R1 e R2 para equipamento fora de serviço são de 1,295 e 3,436 kN respectivamente.

Com tais dados, é possível criar o diagrama de corpo livre de B2 para a situação sem carregamento. Tal diagrama pode ser visto na Fig. (5.67).

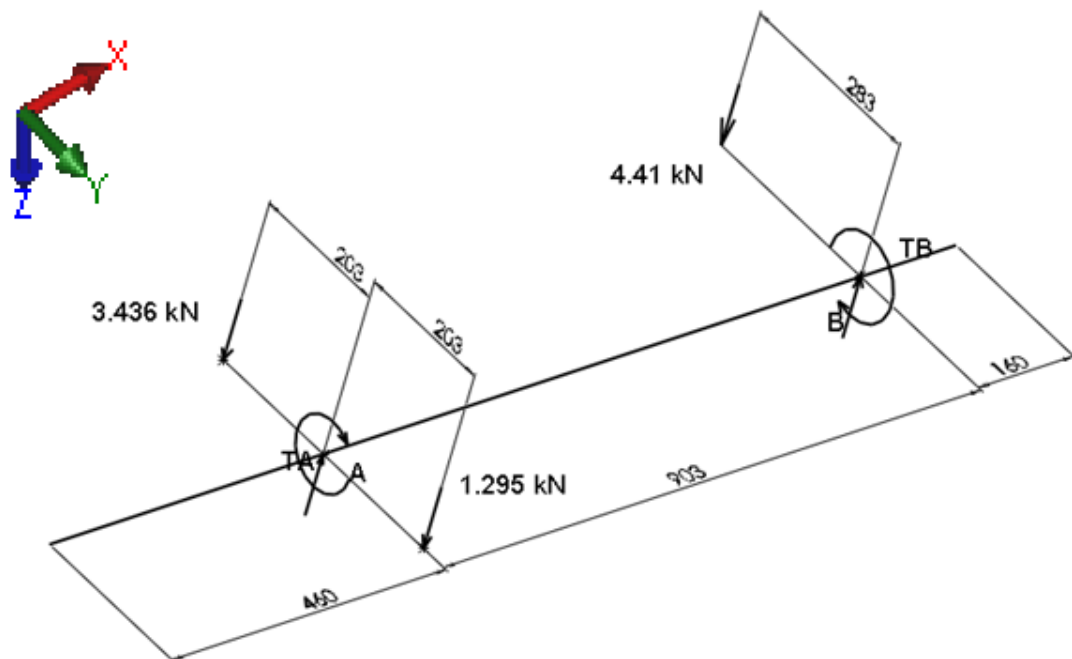


Figura 5.67- Diagrama de corpo livre da viga B2 em repouso sem carregamento.

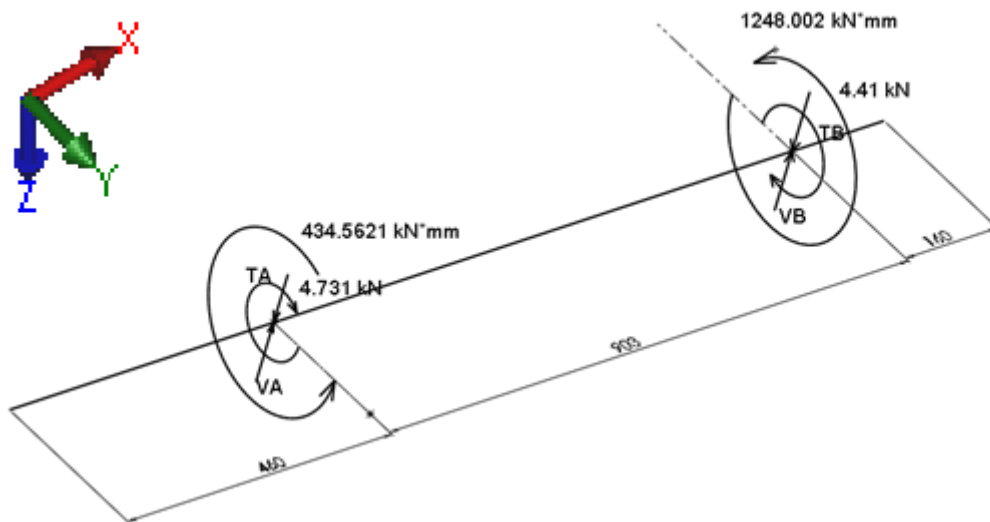


Figura 5.68- Diagrama de corpo livre equivalente da viga B2 em repouso sem carregamento

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 4,73 \text{ kN}$$

$$V_B = 4,41 \text{ kN}$$

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (272)$$

$$T_A + T_b + 203 \text{ mm} \cdot 1,2954 \text{ kN} - 203 \text{ mm} \cdot 3,436 \text{ kN} - 283 \text{ mm} \cdot 4,41 \text{ kN} = 0 \quad (273)$$

$$T_A = T_b = 0,841 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.6.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B2

A sua área transversal de B2 já foi apresentada na seção 5.6 e, por tal motivo, esta seção irá apenas apresentar os coeficiente relacionados à sua área transversal.

I = Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura = $367,004 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J = Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura = $887,546 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C = Distância da linha neutra até a fibra mais distante = $0,168 \text{ m}$

A = Área da seção transversal = $0,023 \text{ m}^2$

5.5.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto da viga B2, foi utilizado o mesmo programa utilizado para B1. Portanto, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência a tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163. [11]: $M_m=3,2043$ kN·m; $M_a=3,2043$ kN·m; $T_m= 3,6249$ kN·m ; $T_a=2,7836$ kN·m; $\sigma_A=14668$ kN/m²; $\sigma_m=14668$ kN/m²; $\tau_A=526,896$ kN/m²; $\tau_m=686,1428$ kN/m²; $\sigma_A'=10,7275$ MPa; $\sigma_m'=10,8878$ MPa; $S_e'= 294,84$ MPa ; $K_a=0,834$; $K_b=1,7669$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=345,89$ MPa; GOODMAN=20,14;

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 20,14 para critério de GOODMAN.

5.6.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga B2, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=2823,8$ kN/m²; $\tau=1505,7$ kN/m²; $O_c=1411,9$ kN/m²; $r_h=2064,1$ kN/m²; $\sigma_1=34,760$ MPa; $\sigma_2=-6,522$ MPa; Máximo cisalhamento =14,171; Energia de distorção=15,219 .

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 14,171 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e 15,219 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados. Tais simulações serão apresentadas após a verificação quanto à rigidez à deflexão.

5.6.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

Para B2 foi utilizada a mesma metodologia utilizada na seção 5.5.3.3. Abaixo seguem os coeficientes da Eq. (274).

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{M_B}{6EI L} [x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l] \quad (274)$$

M_B =Momento atuante no corpo=6,161 kN·m

a =local de aplicação da carga=0 mm

b =Segundo local de aplicação da carga=903 mm

E =Módulo de elasticidade=200 GPa

I =Momento de inércia em relação ao centroide= $367,004 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

l =Comprimento total da viga=1263 mm

Seguindo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a $1263\text{mm}/2 \cdot 0,001=0,45 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para B2 foi de $1,71 \cdot 10^{-11} \text{ mm}$. Logo esta está aprovada por deflexão. Na seção 5.9 serão apresentadas as deflexões máximas encontradas por simulação, tal deflexão será comparada com a deflexão máxima encontrada nesta seção.

5.5.4 Simulação da viga B2

Novamente utilizou-se o programa Solidworks. Utilizou-se o mesmo aço 1045 customizado anteriormente utilizado na seção 5.3.4

Alívios foram feitos na estrutura para redução de peso. O peso final de B2 foi de 223,64 kg, e o menor fator de segurança para critério estático foi de 3,029.

A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de B2. Tal viga possui 1523 mm de comprimento por 566 mm de largura e 328 mm de altura, como pode ser visto na Fig. (5.69).

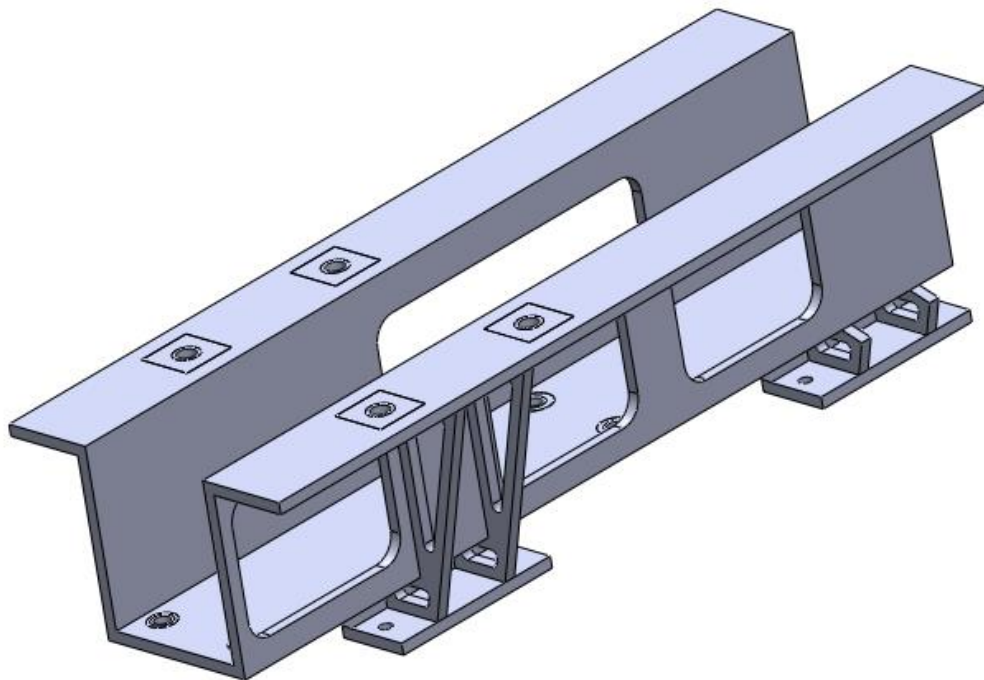


Figura 5.69-Vista isométrica da viga B2.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de forma a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (5.70).

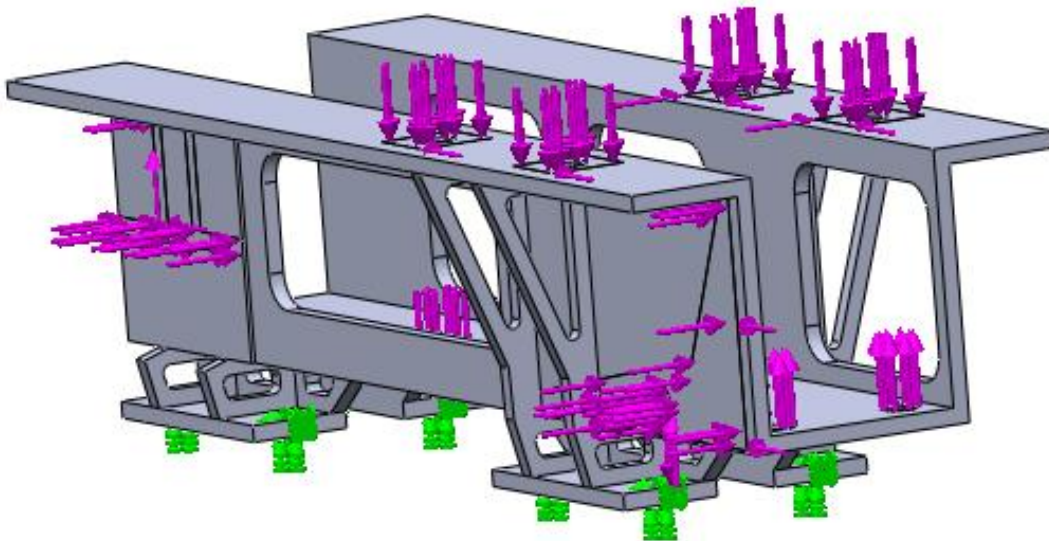


Figura 5.70-Carregamento e fixação B2.

- Representação da malha e dados sobre a mesma mostrada nas Fig. (5.71) e (5.72).

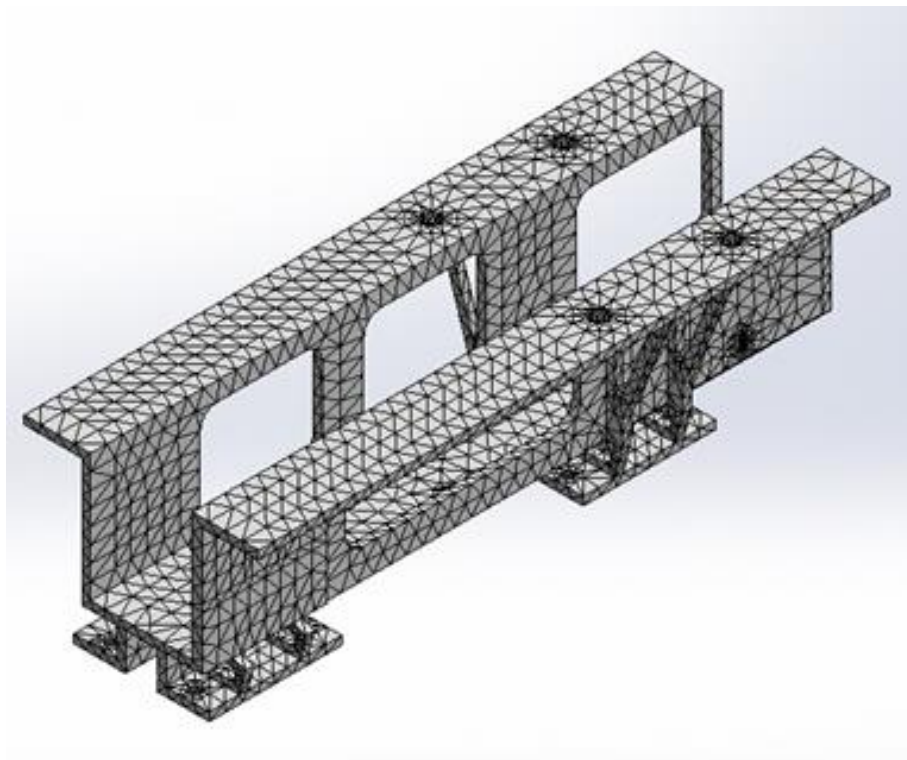


Figura 5.71-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	39.8841 mm
Tolerância	1.9942 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	26761
Total de elementos	12799
Proporção máxima	81.882
% de elementos com Proporção < 3	80.6
% de elementos com Proporção < 10	0.547
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:09
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 5.72-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- Por fim as tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (5.73) e (5.74).

Nome do modelo: Viga B2 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: análise estática tensão nodal Stress
Escala de distorção: 573.451

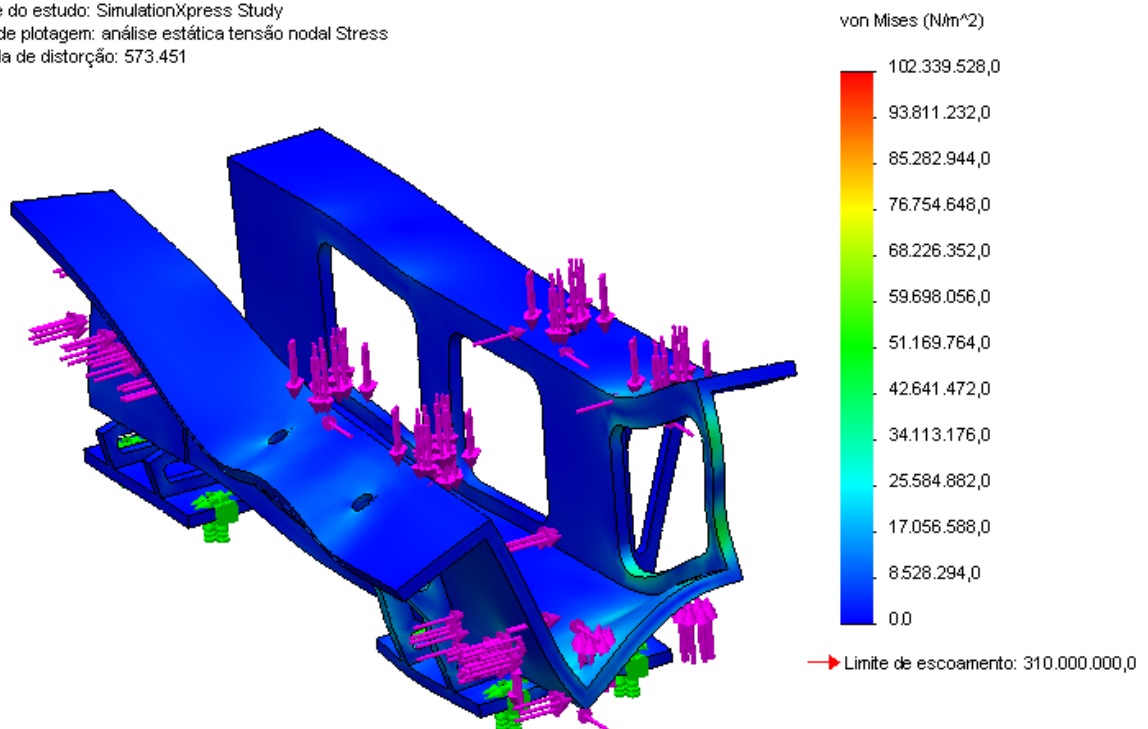


Figura 5.73-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

Nome do modelo: Viga B2 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 3 < Azul

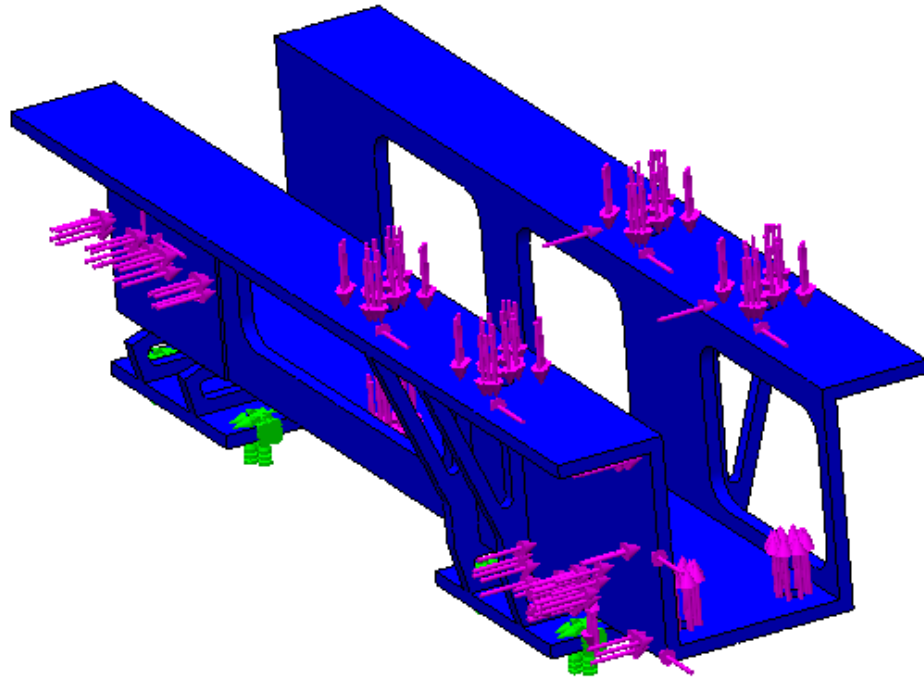


Figura 5.74-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

5.7 PROJETO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DO CARRO.

Após o projeto dos suportes das polias fixas e das vigas A1, B1 e B2, o próximo passo seria o projeto da viga C1. Esta viga é responsável pela união de B1 e B2 e de dar suporte aos motoredutores responsáveis pelo movimento do carro. Entretanto, para o projeto de C1, é necessário saber de antemão os esforços causados pelos motoredutores fixados em C1. Tais redutores são selecionados com base em três parâmetros básicos: potência, velocidade de rotação e torque nominal. Para determinar tais fatores, é necessário conhecer o peso total da estrutura e diâmetro das rodas do carro.

A seleção dos motoredutores depende do conhecimento do peso da estrutura, por sua vez o dimensionamento da estrutura de C1 depende do peso dos motoredutores. Para resolver tal problema cíclico, fez-se uma estimativa de peso de C1 como um primeiro passo. Tal estimativa foi feita considerando somente que esta iria fazer a conexão entre B1 e B2, e não dando suporte aos motoredutores.

A estimativa de C1 foi feita com base em um layout genérico que considerou somente a função de ligar B1 e B2, de maneira a não ter interferências geométricas. Seu peso foi estimado em 72 kg para o aço 1045.

Com a estimativa do peso de C1, determinaram-se os esforços em cada roda, tanto devido ao peso dos elementos e carregamento quanto à movimentação horizontal. Com tais dados, utilizou-se a norma [04] para determinação do material, dureza mínima e espessura da alma das rodas do carro em função do diâmetro da mesma. Em seguida, calcularam-se o torque e a velocidade de rotação da roda. Com os dados da rotação, torque e peso estimado do carro selecionaram-se os motoredutores do carro.

Após a seleção dos motoredutores do carro, projetou-se as seções de eixo do carro e selecionou-se os mancais do carro. Concluídas estas etapas, selecionou-se os acoplamentos e dimensionou-se as chavetas do eixo do carro. Finalizado o sistema de translação do carro e com os esforços atuantes sobre C1, projetou-se a versão final de C1

Após o projeto de C1, verificou-se a potência dos motoredutores para o peso real do carro, além da resistência de A1, B1 e B2 com os novos esforços por meio de simulação, bem como a fadiga corrigida para os elementos estruturais do carro.

5.7.1 Determinação dos esforços em cada roda.

A determinação dos esforços devido ao peso em cada roda deu-se primeiramente com a construção de um diagrama de corpo livre de toda a estrutura do carro até então projetada. Neste diagrama de corpo livre, que pode ser observado na Fig. (5.75), estão presentes todos os esforços devido à carga, ao próprio peso dos elementos, bem como o peso estimado de C1. Basicamente todos os esforços na direção Z.

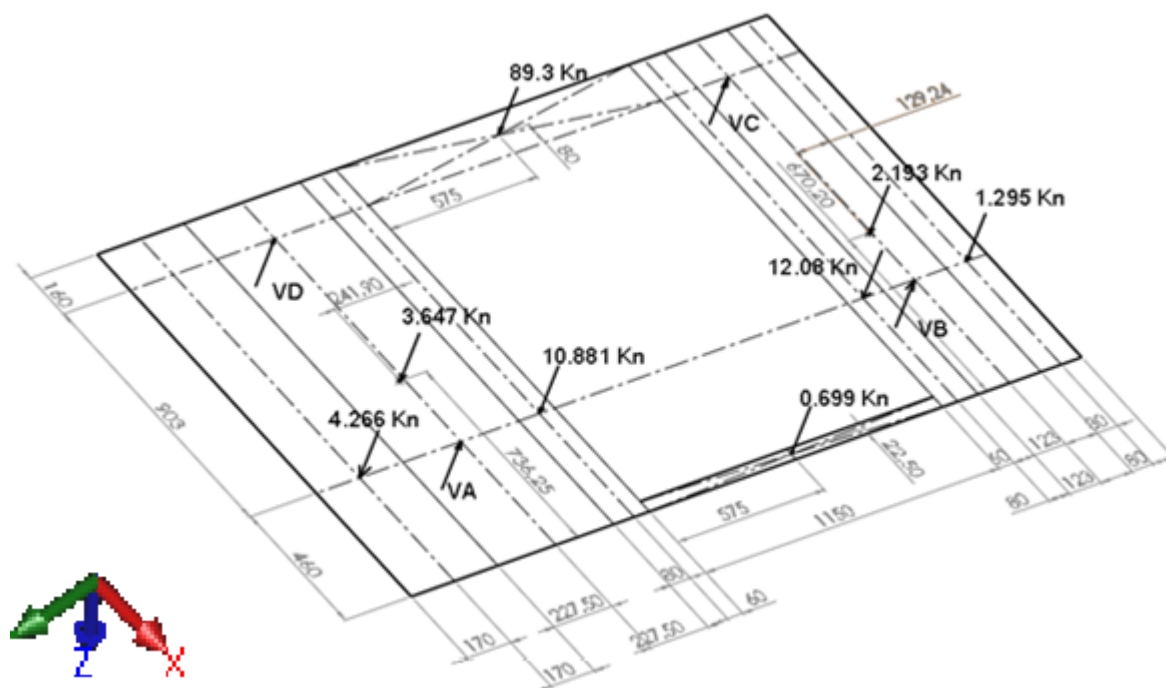


Figura 5.75-Diagrama de corpo livre geral do carro para C1 estimado com carregamento.

Com o diagrama de corpo livre da Fig. (5.75) completo, confeccionou-se outros dois diagramas: um para o plano ZX e outro para o plano ZY. Basicamente, tais planos são vistas pela lateral e frente do carro respectivamente.

Com tais diagramas, calculou-se o valores das reações V_A, V_B, V_C e V_D aos pares. Cada reação corresponde ao esforço sofrido por cada roda do carro.

Plano ZX

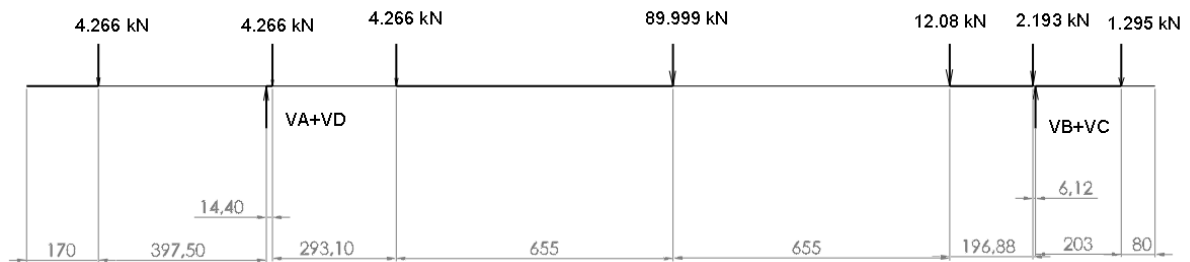


Figura 5.76-Diagrama de corpo geral do carro para o plano ZX com carregamento

Para acelerar os cálculos, utilizou-se o software Mdsolids para calcular as reações. Tais reações encontradas foram:

$$V_A + V_D = 61,47 \text{ kN} \quad (275)$$

$$V_B + V_C = 62,89 \text{ kN} \quad (276)$$

Plano XY

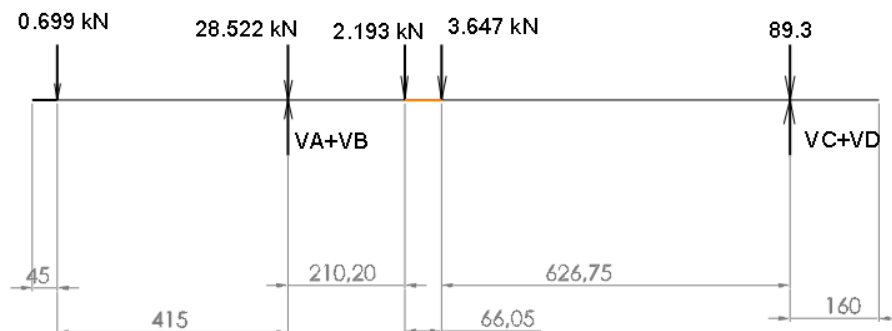


Figura 5.77-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZY com carregamento

Realizando o mesmo para o plano ZX, obteve-se:

$$V_A + V_B = 33,76 \text{ kN} \quad (277)$$

$$V_C + V_D = 90,61 \text{ kN} \quad (278)$$

Como se pode notar não é possível determinar os valores de cada incógnita somente com essas quatro equações. Para a resolução deste problema, modulou-se novamente o problema de maneira alternativa.

Primeiro fez-se a correlação da estrutura existente com uma estrutura de 4 vigas apoiadas sobre quatro apoios, sendo que duas vigas estão apoiadas sobre as outras duas. Tal montagem pode ser vista na Fig. (5.78)

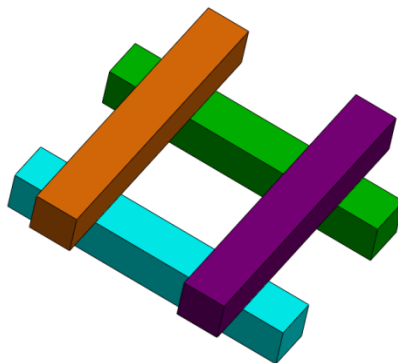


Figura 5.78-Representação das vigas imaginárias

Tal montagem das vigas imaginárias permite calcular os valores de V_A, V_B, V_C e V_D , porque tornam o carregamento em duas dimensões e 4 apoios em 4 carregamentos em apenas uma direção e dois apoios. Como pode ser visto na Fig. (5.78), cada par de vigas compartilha um mesmo apoio. Sabendo disso, calculando-se as reações para cada viga individualmente, basta somar as reações que estão no mesmo local para se encontrar as reações em cada roda. Entretanto, para que um mesmo esforço não seja computado duas vezes, este não deve estar presente em duas vigas diferentes.

Com tal ideia, aplicou-se o novo modelo para o carregamento inicial e separaram-se os esforços em cada viga. Tal divisão pode ser vista nas Fig. (5.79) e (5.80)

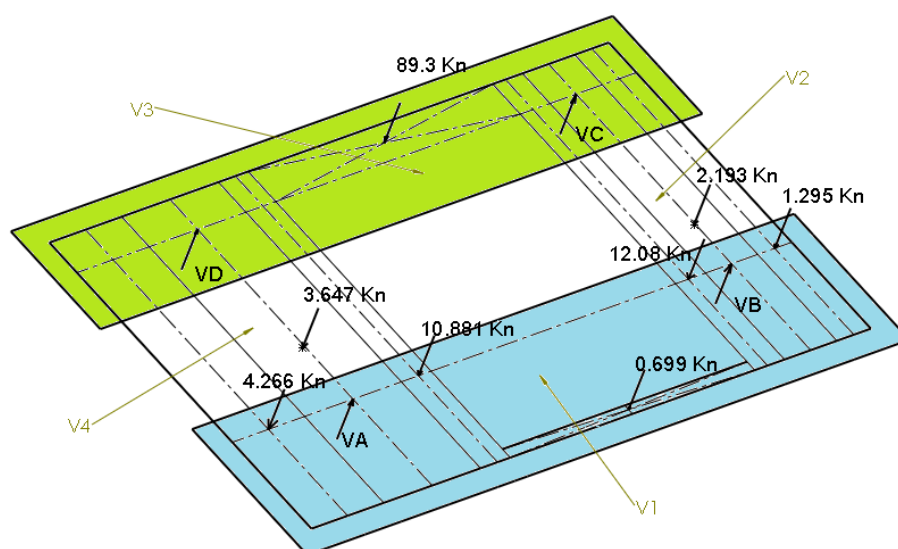


Figura 5.79-Representação das vigas imaginárias V_1 e V_3 .

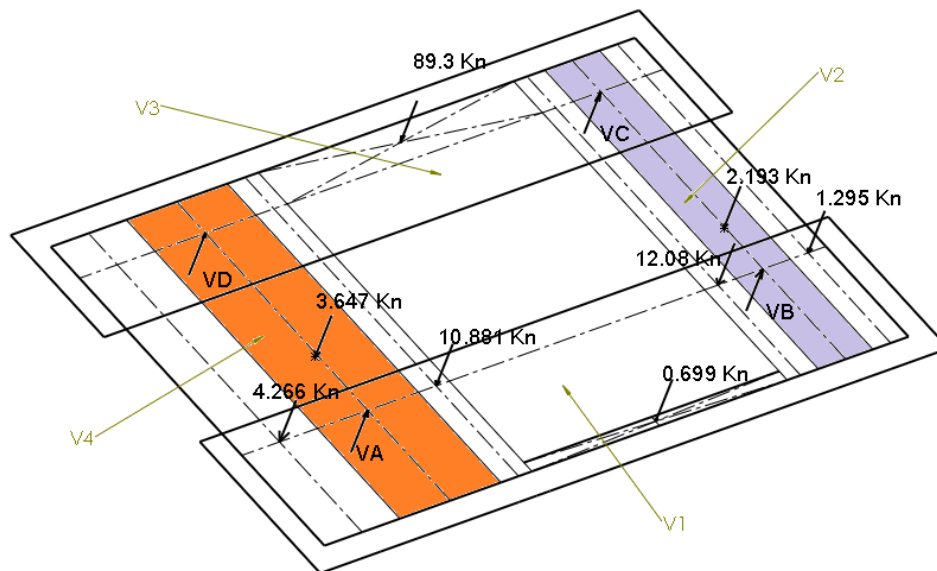


Figura 5.80-Representação das vigas imaginárias V_2 e V_4 .

Os diagramas de corpo livre para cada viga imaginária pode ser visto abaixo, bem como as reações nestes calculados pelo software Mdsolids.

Viga imaginária V_1 com carregamento

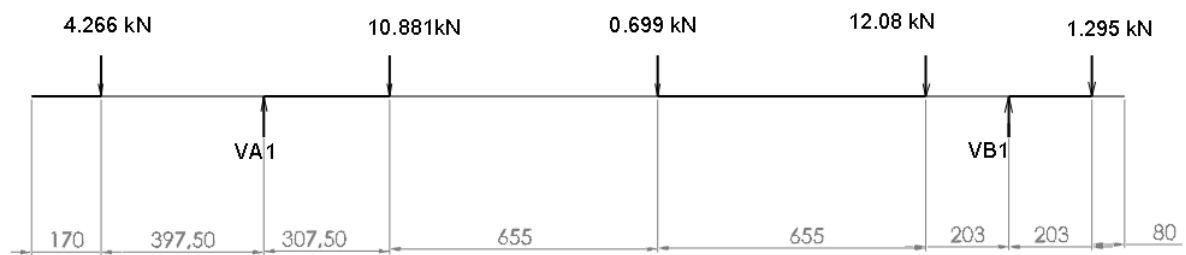


Figura 5.81-Diagrama de corpo livre de V_1 carregada.

$$VA_1 = 15,77 \text{ kN} \quad (279)$$

$$VB_1 = 16,45 \text{ kN} \quad (280)$$

Viga imaginária V_2 com carregamento

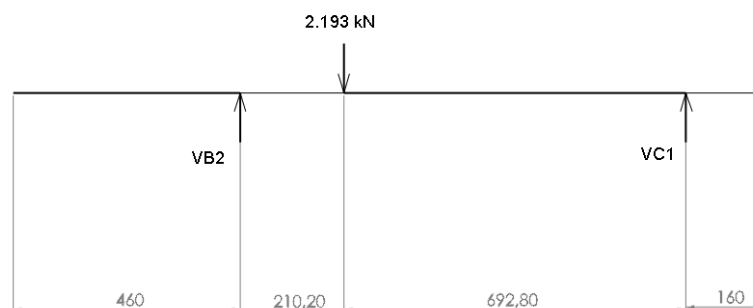


Figura 5.82-Diagrama de corpo livre de V_2 carregada.

$$VB_2=1,68 \text{ kN} \quad (281)$$

$$VC_1=0,51 \text{ kN} \quad (282)$$

Viga imaginária V3 com carregamento

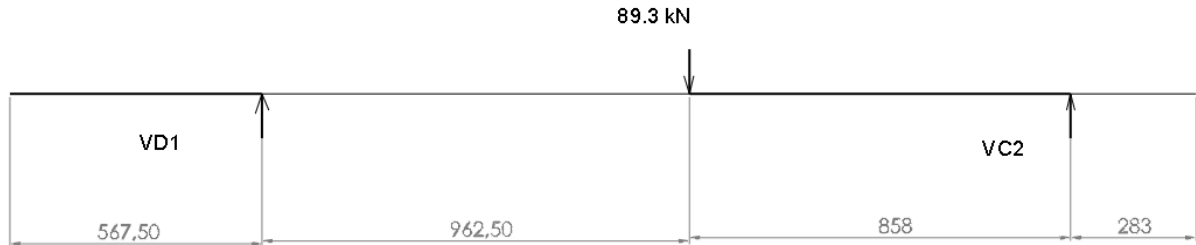


Figura 5.83-Diagrama de corpo livre de V_3 carregada.

$$VD_1=42,07 \text{ kN}$$

$$VC_2=47,23 \text{ kN}$$

Viga imaginária V4

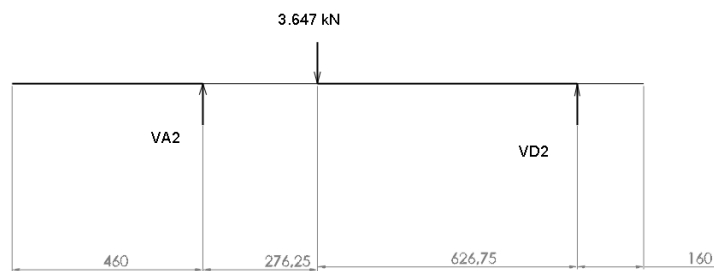


Figura 5.84-Diagrama de corpo livre de V_4 carregada.

$$VA_2= 2,53 \text{ kN}$$

$$VD_2 = 1,12 \text{ kN}$$

Fazendo os somatórios das parcelas de cada reação, encontraram-se os seguintes valores:

$$VA=VA_1 + VA_2=15,77 \text{ kN}+2,53 \text{ kN}= 18,3 \text{ kN} \quad (283)$$

$$VB=VB_1 + VB_2=13,45 \text{ kN}+1,68 \text{ kN}=15,13 \text{ kN} \quad (284)$$

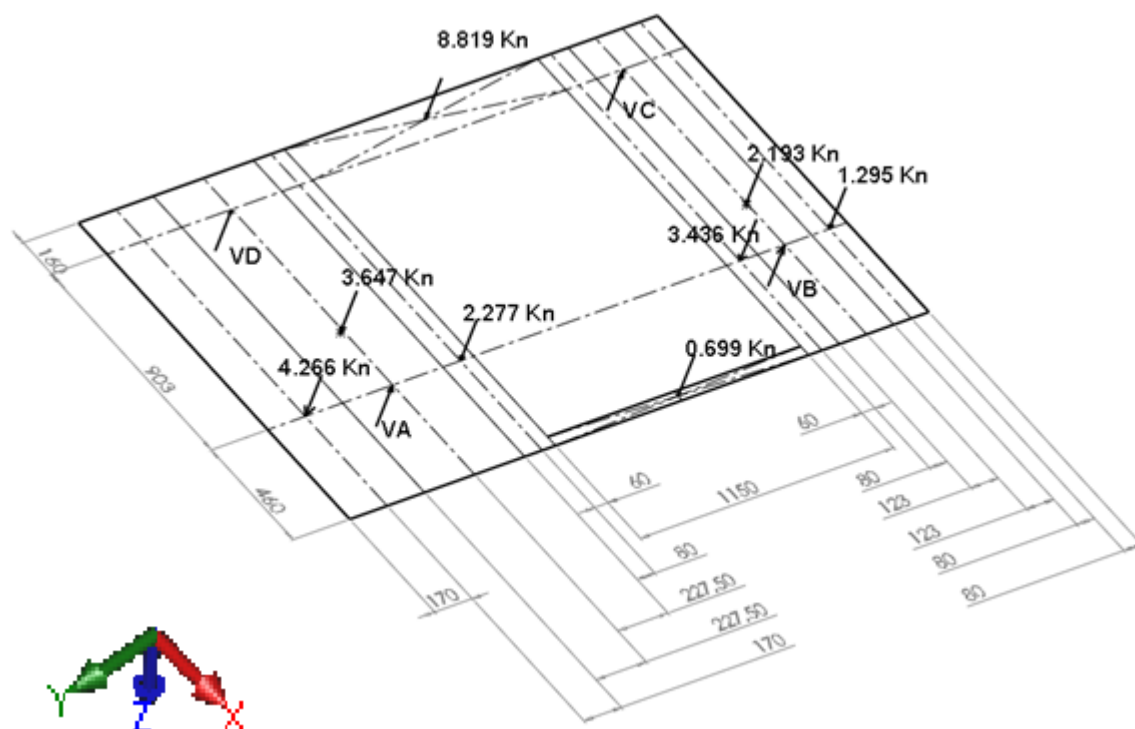
$$VC=VC_1 + VC_2=0,51 \text{ kN}+47,23\text{kN} =47,74 \text{ kN} \quad (285)$$

$$VD=VD_1 + VD_2=4207 \text{ kN}+1,12 \text{ kN}= 43,19 \text{ kN} \quad (286)$$

$$V_B + V_C = 62,89 \text{ kN}, \text{ encontrado anteriormente} = 62,87 \text{ kN}, \text{ Diferença de } 0,31 \% \quad (288)$$

$$VC+VD = 90,61 \text{ kN} , \text{ encontrado anteriormente } = 90,93 \text{ kN} , \text{ Diferença de } 0,35 \% \quad (290)$$

Como mencionado na seção 5.7, é necessário realizar o projeto das rodas para seleção dos motoredutores e afins. Para o projeto das rodas segundo a [04], deve-se calcular os esforços para as rodas para a situação de carga total, já calculada, e para a situação do equipamento em repouso e sem carga. Assim, repetiu-se todo o processo utilizado para o carro sem carregamento. Na Figura (8.85) pode-se observar o diagrama de corpo livre do carro para a situação sem carregamento.



Repetindo-se o processo anterior, tem-se os planos XZ e XY.

Plano ZX

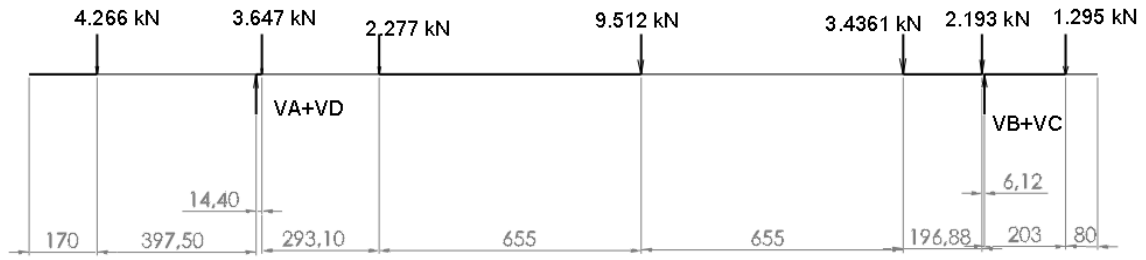


Figura 5.86-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZX sem carregamento

$$VA+VD=15,44 \text{ kN} \quad (291)$$

$$VB+VC=11,19 \text{ kN} \quad (292)$$

Plano XY

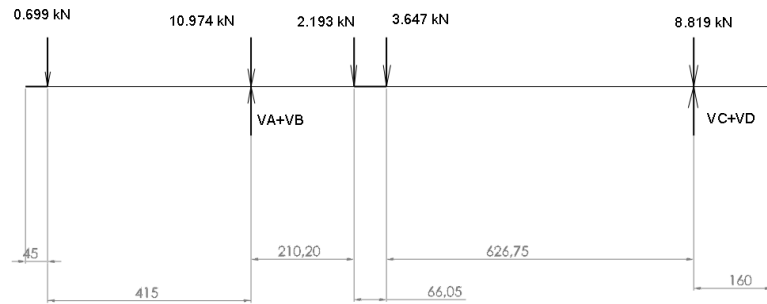


Figura 5.87-Diagrama de corpo livre geral do carro para o plano ZY sem carregamento

$$VA+VB=16,21 \text{ kN} \quad (293)$$

$$VC+VD=10,12 \text{ kN} \quad (294)$$

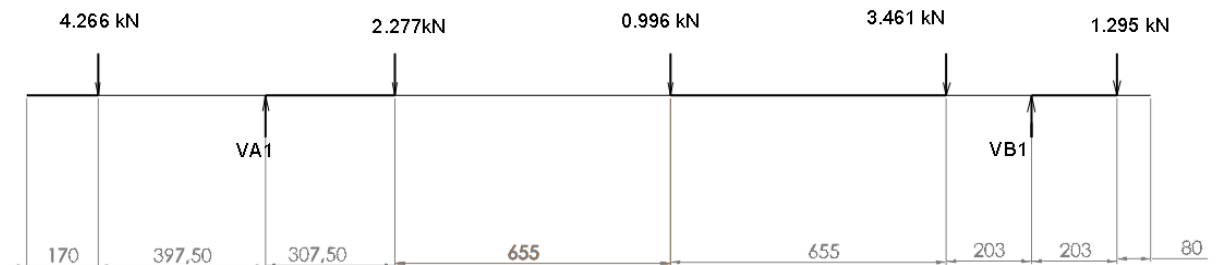


Figura 5.88-Diagrama de corpo livre de V_1 sem carga.

$$VA+VB=16,91 \text{ kN} \quad (295)$$

$$VC+VD=10,12 \text{ kN} \quad (296)$$

Viga V1 sem carregamento

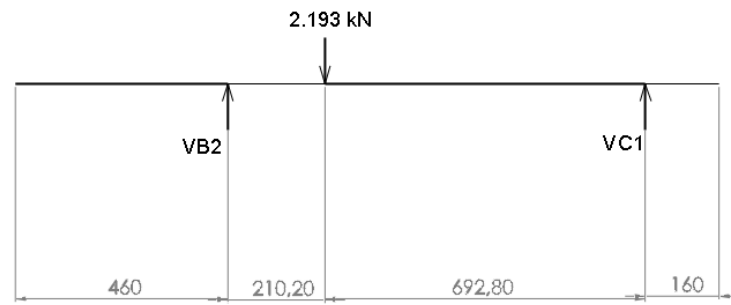


Figura 5.89-Diagrama de corpo livre de V_1 sem carga

$$VA_1 = 7,80 \text{ kN}$$

$$VB_1 = 4,49 \text{ kN}$$

Viga V2 sem carregamento

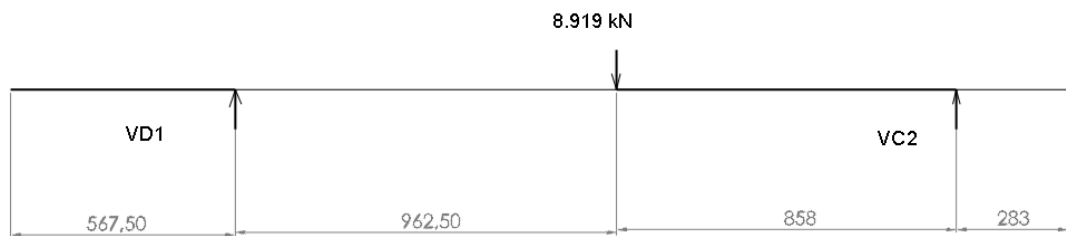


Figura 5.90-Diagrama de corpo livre de V_2 sem carga.

$$VB_2 = 1,68 \text{ kN}$$

$$VC_1 = 0,51 \text{ kN}$$

Viga V3 sem carregamento

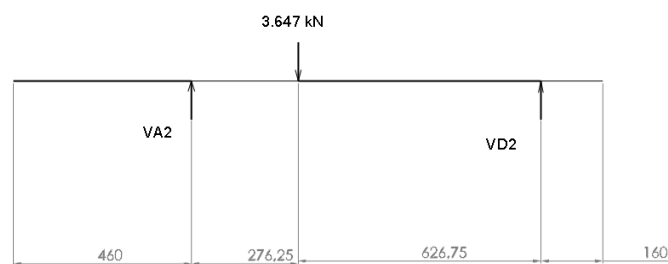


Figura 5.91-Diagrama de corpo livre de V_3 sem carga.

$$VD_1 = 4,16 \text{ kN}$$

$$VC_2 = 4,66 \text{ kN}$$

Viga V4 sem carregamento

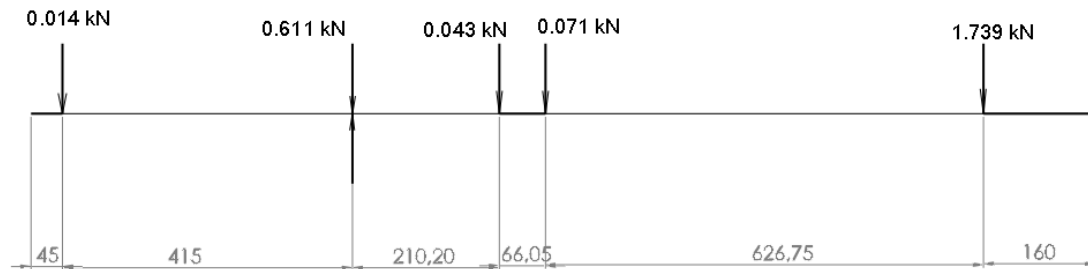


Figura 5.92-Diagrama de corpo de V_4 sem carga.

$$VA_2 = 2,53 \text{ kN}$$

$$VD_2 = 1,12 \text{ kN}$$

Realizando o mesmo processo feito para o carro carregado, os valores das reações para o carro sem carregamento são:

$$VA = VA_1 + VA_2 = 7,80 \text{ kN} + 2,53 \text{ kN} = 10,33 \text{ kN} \quad (297)$$

$$VB = VB_1 + VB_2 = 4,49 \text{ kN} + 1,68 \text{ kN} = 6,17 \text{ kN} \quad (298)$$

$$VC = VC_1 + VC_2 = 0,51 \text{ kN} + 4,66 \text{ kN} = 5,17 \text{ kN} \quad (299)$$

$$VD = VD_1 + VD_2 = 4,16 \text{ kN} + 1,12 \text{ kN} = 5,28 \text{ kN} \quad (300)$$

Realizando a verificação em relação às Eq. (301), (302), (303) e (304) tem-se:

$$VA + VD = 15,44 \text{ kN}, \text{ encontrado anteriormente } = 15,61 \text{ kN} . \text{ Diferença de } 0,01 \% \quad (301)$$

$$VB + VC = 11,19 \text{ kN} , \text{ encontrado anteriormente } = 11,34 \text{ kN} . \text{ Diferença de } 0,01 \% \quad (302)$$

$$VA + VB = 16,21 \text{ kN}, \text{ encontrado anteriormente } = 16,5 \text{ kN} . \text{ Diferença de } 0,01 \% \quad (303)$$

$$VC + VD = 10,12 \text{ kN} , \text{ encontrado anteriormente } = 10,45 \text{ kN} . \text{ Diferença de } 0,03 \% \quad (304)$$

Como o maior erro encontrado foi de 0,03%, o método das vigas imaginárias pode ser aplicado.

Com tais dados, criou-se a Tabela (5.11), que apresenta cada reação de cada estado com cada roda.

Tabela 5.11- Esforços sobre cada roda devido ao peso.

Reação na roda.	Com carregamento [kN]	Sem carregamento [kN]
VA	18,3	10,33
VB	15,13	6,17
VC	47,74	5,17
VD	43,19	5,28

5.7.1.1 Determinação dos esforços nas rodas tracionadas devido à movimentação do carro.

Como definido na seção 5.2, a aceleração do carro é de 0,064 m/s². Tal aceleração causa reações nas rodas tracionadas do carro. Para se determinar os esforços em cada roda devido à movimentação do carro, construiu-se o diagrama de corpo livre da Fig. (5.93).

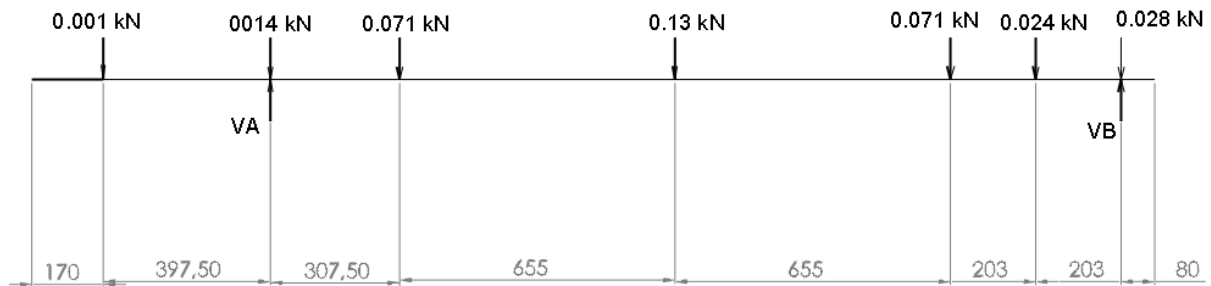


Figura 5.93-Diagrama de corpo para os esforços nas rodas devido ao movimento do carro nas rodas tracionadas.

As reações encontradas pelo software Mdsolids foram VA= 0,14 kN e VB=0,20 kN.

5.7.2 Determinação do diâmetro, da largura da alma e do material das rodas.

Previamente ao projeto das rodas do carro, fez-se uma revisão bibliográfica de como tal projeto deveria ser feito. Durante tal revisão, verificou-se que o diâmetro de tais rodas seguem valores padronizados e que tais diâmetros de rodas influenciam diretamente na potência dos motoredutores do carro.

Durante o projeto de tais rodas, alguns valores para os diâmetros das rodas foram verificados. Entretanto, o diâmetro que permitiu maior velocidade e menor potência dos motoredutores foi o diâmetro de 320 mm.

A velocidade de translação do carro foi determinada na seção 5.2 segundo a norma [04]. Tal velocidade possui valor de 0,16 m/s. Considerando tal velocidade e tal diâmetro da roda, obtém-se 10 rotações por minuto para as rodas do carro.

O material recomendado segundo a norma [04] para as rodas é o ferro fundido cinzento. Novamente segundo a norma [04], a largura mínima da alma das rodas é dada pela Eq. (305).

$$\frac{F_r}{b \cdot D_r} < Plim \cdot c_1 \cdot c_2 \quad (305)$$

Sendo os coeficientes:

$D_r=320$ -Diâmetro da roda [mm]

b =Largura da alma [mm]

$$F_r = \frac{F_{rm} + 2 \cdot F_{rma}}{3} \text{ [kN]}$$

$F_{rm}=47,74$ kN-Força na roda mais solicitada com carregamento.

$F_{rma}= 6,17$ kN-Força na roda oposta à mais solicitada sem carregamento.

P_{lim} =Tensão limite- 152 MPa-Tab 30 [04]

$c_1= 1,13$ - Tab 32 [04]

$c_2=1$ - Tab 33 [04]

Resolvendo-se a Equação (305), obtém-se 15mm de largura mínima para a alma das rodas do carro.

Segundo a norma [16](ASTM A504) para rodas de pontes rolantes, o material recomendado é o ferro fundido ASTM-20 de composição de 3,25 a 3,5% de C e dureza Brinel de 104 para a alma. Para aumentar a resistência ao desgaste, a resistência superficial das rodas deve ser de no mínimo 311 HB.

Como a largura mínima da alma das rodas é pequena, as dimensões da roda, como sua largura, ficarão em função do comprimento da chaveta que será usada nas rodas. Por tal motivo, as dimensões das rodas serão determinadas após a seleção dos motoredutores.

5.7.3 Seleção dos motoredutores do carro.

Durante o projeto, algumas soluções para movimentação do carro foram testadas. Verificou-se se o uso de um motoredutor acoplado a um freio de parada era viável. Entretanto, devido a limitações geométricas e de peso, foi adotado o uso de dois motoredutores do tipo rosca sem fim. Desta maneira, o peso foi reduzido e uso de freio de parada não foi necessário.

Na seção anterior, a rotação máxima do motoredutor foi calculada. Para seleção do motoredutor, além da rotação, são necessários o torque e a potência do mesmo. Para a determinação destes fatores, iniciou-se pela determinação da massa total do carro com a Tab. (5.12).

Tabela 5.12- Elementos e sua massa.

Elemento	Massa [kg]	Numero de elementos
Viga A1	124,39	01
Viga B1	371,94	01
Viga B2	223,64	01
Viga C1	71,34	01
Tambor de enrolamento	324	01
Eixo tambor	105	01
Motoredutor sistema de içamento	435	01
Acoplamento eixo tambor	13,8	01
Caixa de mancal eixo tambor	3,1	03
Freio sistema de içamento	258	01
Suporte polias fixas	76,39	02
Polias fixas	24,5	05
Eixo polias fixas	19,56	01
Carga	10000,00	01
Cabos de aço	306	01
Moitão	270	01

Somados as massas de todos os elementos, obtém-se uma massa de 12807,24 kg para o carro todo. Fazendo-se uma estimativa de peso para o sistema de translação do carro de 400 a 500 kg, o peso estimado para cálculo da potência dos motoredutores é de 13310 kg.

Com o valor do peso do carro carregado estimado em 13,31 T, calculou-se o torque mínimo dos motoredutores de acordo com o método a seguir.

A Equação (306) apresenta a Segunda lei de Newton:

$$F = m \cdot a \quad (306)$$

com $a = 0,064 \text{ m/s}^2$ e $m = 13310 \text{ kg}$. Logo, a força mínima é de 851,84 N. Aplicando a terceira lei de Newton, o torque na roda do carro é dado pela expressão (307)

$$T = F \cdot d \quad (307)$$

A força já foi calculada pela Eq. (307) d é a distancia entre a aplicação da força e seu eixo de rotação, ou seja, o raio.

Como $d=0,16\text{m}$, tem-se $T=851,84 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m}=136,3 \text{ N} \cdot \text{m}$

Nesta etapa da seleção dos motoredutores, ainda falta à potência mínima dos mesmos. O cálculo de tal potência foi feita com base na potência de seleção [17] (Ernst, H. Aparatos de Elevación y Transporte). Tal método leva em conta a potência de aceleração e a potência de serviço.

Potência de aceleração:

$$P_a = \frac{w \cdot v^2 \cdot \beta}{t_a \cdot \mu_{mec} \cdot 1000} \quad (308)$$

Exemplificando e calculando os coeficientes:

$w=\text{Massa total [kg]}=13310 \text{ kg}$

v = Velocidade translação do carro [m/s]=0,16 m/s

t_a =Tempo de aceleração [s]=2,5s

β =1,2 – Coeficiente relacionado à inércia

μ_{mec} =Rendimento mecânico=Rendimento motoredutor·Rendimento rolamentos=0,93·0,98=0,91

P_a = Potência de aceleração [kW]=0,1788 kW

Potência de trabalho

$$P_r = \frac{w \cdot w_t \cdot v}{\mu_{mec} \cdot 1000} \quad (309)$$

w_t =resistência ao deslocamento=8,5

A resistência ao deslocamento pode ser retirada da Fig. (5.94).

D_r	200	250	320	400	500	630	710	800	900	1000	1120	1250	[mm]
W_t	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,5	6,0	6,0	[N/KN]

Figura 5.94- Diâmetro da roda em função da resistência ao deslocamento.

P_r =Potência de trabalho=19,797 kW

Para compor a potência de seleção, utilizou-se a Eq. (311).

$$P = \frac{P_a + P_r}{K_m} \quad (310)$$

K_m =é um coeficiente que leva em consideração o conjugado máximo do motor e o conjugado nominal, variando entre 1,7 a 2,0= 2

P =9,988 kW.

Como foi dito anteriormente, optou-se pelo uso de dois motoredutores cônicos. Logo os dados para a seleção são:

T =0,136 kN·m

n =10 rpm

P =4,99 kW

Com tais dados, selecionou-se o motoredutor SEW S97 DRE 132 S4. Tal motoredutor possui rotação de 9,7 rpm , torque nominal de 4,19 kN·m e potência nominal de 5,5 kW. A classe de partida

foi desconsiderada novamente, pois esta já está incorporada no cálculo da potência mínima. A Figura (5.95) mostra o motoredutor selecionado.



Figura 5.95- Motoredutor selecionado para o carro.

O motor do motoredutor não foi selecionado individualmente, por tal motivo apenas seus dados serão mostrados.

O motor do motoredutor de modelo DRE 132 S4 possui velocidade de saída de 1750 rpm, potência de 5,5 kW, frequência de funcionamento de 60 Hz e tensão de alimentação de 220/230 V. Tal motor, semelhante ao motor do sistema de içamento, pode ser visto na Figura (5.96).



Figura 5.96- Motor DRE 132 S4.

5.7.4 Determinação dos elementos fixados aos eixos de translação do carro.

Previamente antes do projeto das seções de eixo em si, definiu-se qual seria a geometria do sistema de translação do carro. Após análise de como seria a montagem do carro durante a sua construção, adotou-se não um eixo contínuo, mas várias seções de eixo que seriam conectadas por acoplamentos. Haveria três seções distintas, duas para o sistema de translação do carro e uma para as rodas que não possuem tração.

Com o escopo básico, iniciou-se a avaliação das restrições geométricas do sistema. A primeira restrição é sobre o diâmetro dos eixos. Para facilitar a obtenção dos acoplamentos, os eixos devem ter o mesmo diâmetro do eixo dos motoredutores de 70 mm.

5.7.4.1 Seleção dos anéis de retenção

Com tal restrição, o próximo passo seria a seleção dos anéis de retenção e posteriormente o dimensionamento das chavetas de tais eixos. Para a seleção dos anéis de retenção é necessário conhecer os esforços axiais em cada roda. Dessa forma, construiu-se o diagrama de corpo livre da Fig. (5.97) para os esforços devido à movimentação da ponte rolante na direção Y.

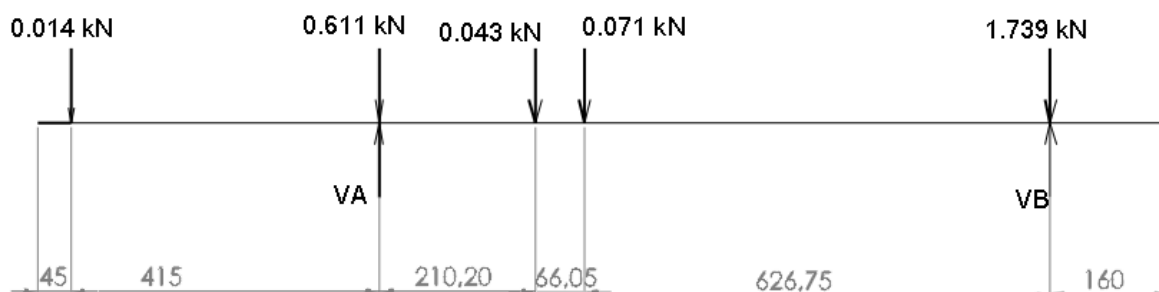


Figura 5.97- Diagrama de corpo livre dos esforços devido à movimentação da ponte.

Utilizando-se o software Mdsolids para calcular as reações VA e VB, obteve-se:

$$V_A = 0,71 \text{ kN}$$

$$V_B = 1,76 \text{ kN}$$

Para efeito de projeto, o valor de 1,76 será multiplicado pelo fator de segurança de 2,94 para seleção dos anéis de retenção. Logo, para seleção dos anéis de retenção dos eixos do carro, os fatores são: diâmetro de 70mm para o eixo e força axial de 5,17 kN.

Utilizando a norma [12], selecionou-se o anel de retenção de modelo A57-A52 de diâmetro interno de 69 mm . Os dados de tal anel de retenção podem ser visto na Fig. (5.98).


Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger										10		
A 57 – A 152 / DIN 471												
Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d ₂ [*]	Toleranz Tolerance Tolérance	m [*] min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	K kN · mm	n _{abl.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Pinces
54,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	43,7	70,90	2,5	11,40	262,0	128,00	8	ZGA-3
55,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	44,3	71,10	2,5	11,50	266,0	129,00	8	ZGA-3
57,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	46,0	69,20	2,5	11,30	276,0	126,00	8	ZGA-3
59,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	47,5	69,30	2,5	11,40	285,0	126,00	7	ZGA-3
60,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	48,3	70,20	2,5	11,60	290,0	126,00	7	ZGA-3
62,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	49,8	135,00	2,5	22,70	299,0	245,00	7,0	ZGA-3
64,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	51,3	136,00	2,5	23,00	308,0	245,00	7,0	ZGA-3
65,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	52,2	135,00	2,5	23,10	313,0	244,00	7,0	ZGA-3
67,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	53,8	134,00	2,5	23,00	323,0	241,00	7,0	ZGA-3
69,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	55,3	131,00	2,5	22,80	332,0	236,00	6,0	ZGA-3
72,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	57,6	130,00	2,5	22,80	346,0	234,00	6,0	ZGA-3
74,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	59,3	131,00	3,0	19,70	356,0	238,00	6,0	ZGA-3
75,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	60,0	131,00	3,0	19,70	360,0	239,00	5,0	ZGA-3
76,5	−0,30	2,65	1,75	5,3	71,6	128,00	3,0	19,50	430,0	236,00	6,0	ZGA-3
78,5	−0,30	2,65	1,75	5,3	73,5	128,00	3,0	19,60	441,0	237,00	6,0	ZGA-3
81,5	−0,35	3,15	1,75	5,3	76,2	215,00	3,0	33,40	457,0	405,00	6,0	ZGA-4
83,5	−0,35	3,15	1,75	5,3	78,2	222,00	3,0	34,80	469,0	405,00	5,0	ZGA-4

Figura 5.98- Diagrama de corpo livre dos esforços devido à movimentação da ponte.

O anel de retenção possui resistência a força axial de 55,3 kN , largura m de 2,65 mm e diâmetro interno de 69mm.

Tais dados podem ser mais bem entendidos com a Fig. (5.99).

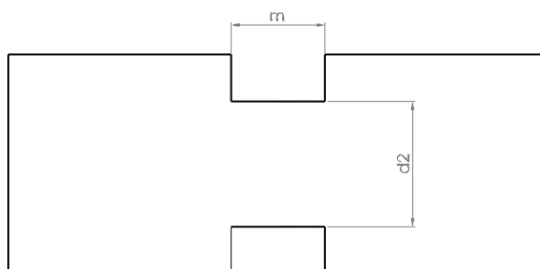


Figura 5.99-Representação dos coeficientes devido ao selecionamento dos anéis de retenção.

5.7.4.2 Dimensionamento das chavetas

Para o dimensionamento das chavetas aplicou-se à mesma metodologia de projeto utilizada na seção 4.17. Primeiramente, definem-se as dimensões da chaveta com base na norma [13] e, em seguida, verifica-se a resistência do material pelo método de esmagamento da chaveta.

O diâmetro do eixo é de 70 mm. Logo, segundo a norma [13] as dimensões da chaveta para diâmetro entre 65 e 75 mm são:

$$t_g = \text{espessura da chaveta} = 12 \text{ mm}$$

$$l_g = \text{comprimento da chaveta}$$

Selecionou-se o aço 1020 como material das chavetas. Tal material possui limite de resistência $S_y = 210 \text{ MPa}$.

Como dito anteriormente, a largura da roda está em função do comprimento da chaveta, portanto utilizou-se a Eq. (227) para encontrar a largura da chaveta. Com o torque máximo do redutor de 4,19 kN e o raio do eixo de 0,07 m, encontrou-se um comprimento mínimo de 70 mm para as chavetas do carro e conseqüentemente para a roda do carro. As dimensões das chavetas dos eixos de translação do carro podem ser vistas na Fig. (5.100).

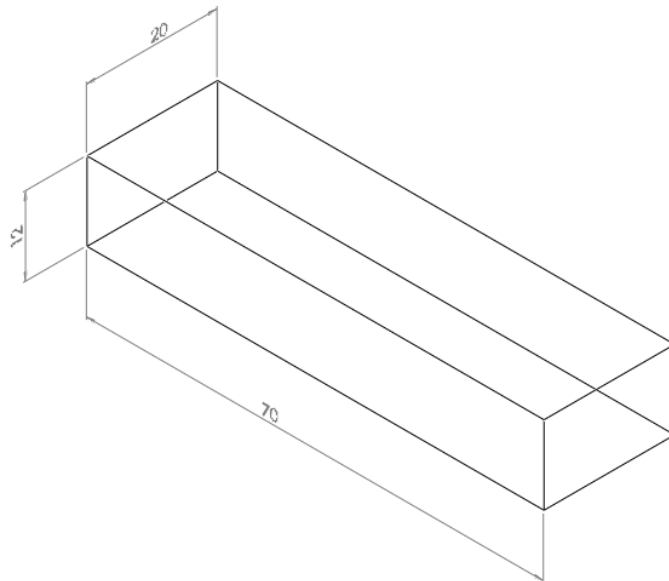


Figura 5.100- Dimensões da chaveta dos eixos de translação do carro.

5.7.4.3 Seleção dos rolamentos e das caixas de rolamento dos eixos de translação do carro.

A seleção dos rolamentos e de suas caixas foi realizada de maneira a utilizar o maior esforço sobre a roda mais solicitada do carro. Desta maneira, apenas um modelo seria utilizado em todo o carro.

A roda mais solicitada sofre um esforço de 47,74 kN considerando-se o fator de segurança de projeto de 2,94. Para via de seleção, o mancal selecionado deve ter no mínimo 140,4/2 kN ou 70,2 kN de resistência na direção vertical e 5,17 kN na direção horizontal, além de trabalhar com rotações acima de 10 rpm. Com tais dados, selecionou-se o rolamento SKF CARB C 2314 de capacidade nominal de 240 kN, e sua caixa do modelo SNL 517 de resistência vertical de 240 kN e resistência horizontal de 291 kN. Os dados de tais componentes podem ser vistos nas Fig. (5.101) e (5.102).

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação	
			dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite		
d	D	B	C	C0			* Rolamento SKF Explorer	** Verifique a disponibilidade
mm			kN		r/min		-	
70	150	51	405	430	3800	5000	C 2314 *	-

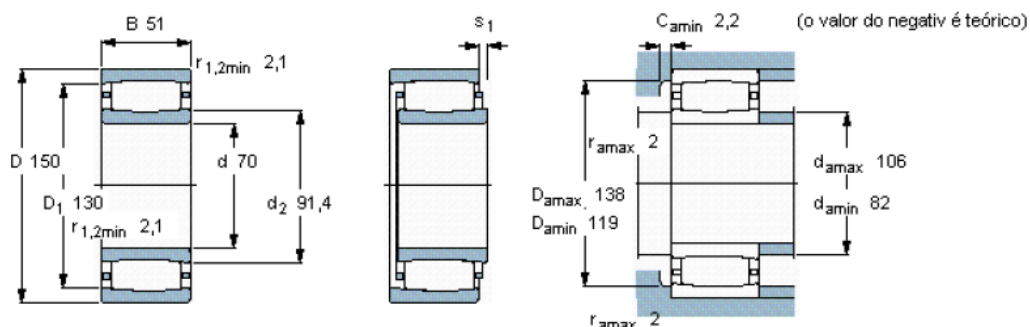


Figura 5.101- Rolamento C 2314.

Elxo		Rolamentos apropriados (designação básica)						Designação Mancal
		Rolamentos autocompensadores de esferas		Rolamentos autocompensadores de rolos		Rolamento CARB		
da	db							
mm	-							
70	80	1314	2314	21314	22314	C 2314	SNL 517	

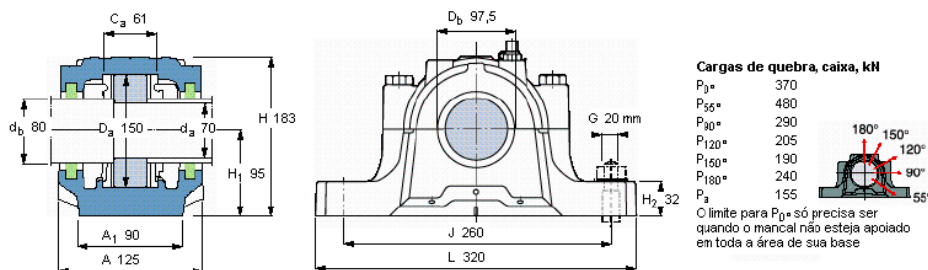


Figura 5.102- Caixa de rolamento SNL 517.

Como realizado na seção 4,14, utilizou-se a Eq. (187) para se encontrar a vida dos rolamentos. Tal vida foi calculada para o par de rolamentos mais solicitado. Tal rolamento possui carga de 47,74/2 kN · 2,94=7018 kN. Para tal carga e rotação de 10 rpm, a vida esperada é de $1,805 \cdot 10^5$ horas de serviço.

5.7.4.4 Seleção dos acoplamentos dos eixos do sistema de movimentação do carro.

A seleção do acoplamento mostrou-se simples. Para a sua seleção, o diâmetro do eixo já estava definido, bem como as dimensões das chavetas e consequentemente, seus rasgos definidos. Sabe-se que na montagem do sistema de translação do carro são utilizados dois motoredutores. Considerando o pior cenário para o acoplamento, no qual cada motoredutor gera torque em um sentido, o torque ao qual o acoplamento deve resistir deve ser de 4,19 kN.

Com tais dados e a rotação máxima de 10 rpm, selecionou-se o acoplamento de engrenagens AGD 25 do fabricante Antares acoplamentos. Tal acoplamento possui torque máximo de 10 kN·m e suporta eixos de 32 a 98 mm, sendo que este vem maciço de fábrica e o furo para o eixo e rasgo para a chaveta devem ser feitos pelo comprador.

Os dados do acoplamento podem ser vistos nas Fig. (5.103) e (5.104) e as dimensões deste na Fig. (5.105).

Modelo	Torque Nominal Nm	Rotação máxima rpm	Momento de Inércia - kgm²	Furo Mínimo (ed1)	Furo Máximo (ed1)	D5	L1	L2	L3	L4	C	øB	D2	G	G1	G2	M1	M2	M3	K1	K2
AGD10	1300	8000	0,005	14	52	116	89	40	96,5	104	43	69	84	3	10,5	18	4,5	12	27	12	19,5
AGD15	2900	6500	0,019	22	65	152	102	46,5	112	122	49,5	86	105	3	13	23	4,5	14,5	31	13	23
AGD20	5100	5600	0,041	27	80	178	127	59	146	165	62	105	127	3	22	41	4,5	23,5	42	17	36
AGD25	10000	5000	0,105	32	98	213	159	75	186	213	77	131	155	5	32	59	4,5	31,5	54	20	47
AGD30	16000	4400	0,195	42	115	240	187	89	220	253	91	152	181	5	38	71	4,5	37,5	64	23	56
AGD35	22100	3900	0,454	47	135	279	219	105	248	277	106,5	178	211	6	35	64	4,5	33,5	71	32	61
AGD40	32100	3600	0,86	47	160	318	247	118,5	285	323	120,5	210	250	6	44	82	5	43	82	34	72
AGD45	45100	3200	1,39	52	180	346	278	134	327	376	135	235	274	8	57	106	5	54	96	42	91
AGD50	62100	2900	2,53	72	195	389	314	152	371	428	153	254	306	8	65	122	5	62	109	42	99
AGD55	84000	2650	3,83	72	215	425	344	167	412	480	168	279	334	8	76	144	5	73	122	45	113
AGD60	115100	2450	5,21	77	235	457	384	186	461	538	188	305	366	8	85	162	6	83	136	60	137
AGD70	174100	2150	11	92	280	527	452	219	553	654	221	356	425	10	111	212	7	108	165	72	173

*G: Gap com montagem usual.
 *G1: Gap com um cubo reverso.
 *G2: Gap com ambos cubos reversos.

Modelo	Tolerância de Alinhamento RADIAL - mm Durante Operação	Tolerância de Alinhamento RADIAL - mm Para Instalação	Tolerância de Alinhamento Angular* para Instalação	Tolerância de Alinhamento Angular* Durante Operação	Torque de aperto dos parafusos - Nm	Número de Parafusos	Massa Kg	Quantidade de graxa - kg
AGD10	0,6	0,15	0,5°	2°	28	6	4,4	0,03
AGD15	0,8	0,2	0,5°	2°	28	8	9	0,06
AGD20	1	0,25	0,5°	2°	97	6	15	0,17
AGD25	1,2	0,3	0,5°	2°	132	6	27	0,23
AGD30	1,4	0,35	0,5°	2°	132	8	40	0,34
AGD35	1,7	0,425	0,5°	2°	244	8	65	0,45
AGD40	2	0,5	0,5°	2°	244	8	96	0,79
AGD45	2,1	0,525	0,5°	2°	244	10	131	1,08
AGD50	2,6	0,625	0,5°	2°	477	8	186	1,89
AGD55	2,9	0,725	0,5°	2°	477	14	247	1,93
AGD60	3,2	0,8	0,5°	2°	477	14	299	3,46
AGD70	3,7	0,925	0,5°	2°	576	16	473	6,33

* Medir as distâncias entre faces de cubos com intervalos de 90°. A diferença entre a mínima e a máxima medida encontradas não pode ultrapassar os limites de alinhamento angular.

Figura 5.103- Dados acoplamento AGD 25



Figura 5.104- Acoplamento AGD 25

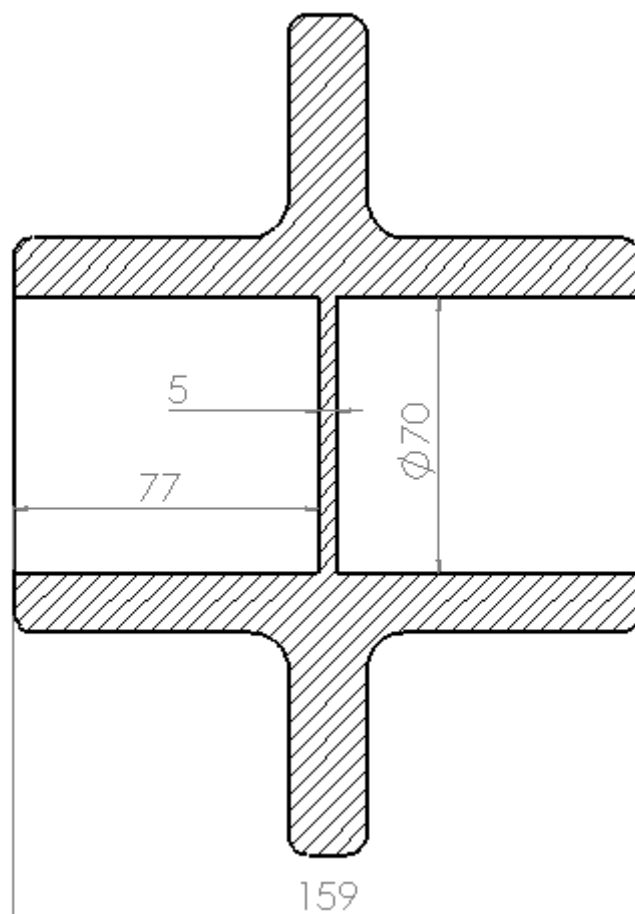


Figura 5.105-Vista em corte do acoplamento AGD 25.

5.7.4.5. Dimensionamento das seções dos eixos do sistema de translação do carro.

Para a aplicação dos critérios de falha, é necessário primeiramente se conhecer as dimensões de cada seção dos eixos. O diâmetro de todas as seções é de 70 mm, mas o comprimento de cada uma depende diretamente das dimensões de outros componentes. Sabe-se que as caixas de rolamento possuem largura de 125 mm, que os acoplamentos apresentam 159 mm de comprimento e uma separação interna de 5 mm, as rodas possuem largura de 70 mm e os motoredutores possuem largura de 300 mm. Considerou-se que o centro de cada roda está diretamente abaixo dos pontos de aplicação dos esforços calculados na seção 5.7.1. Logo, com tais dados, construiu-se a Fig. (5.106), que relaciona todos os componentes do sistema de translação do carro com suas medidas.

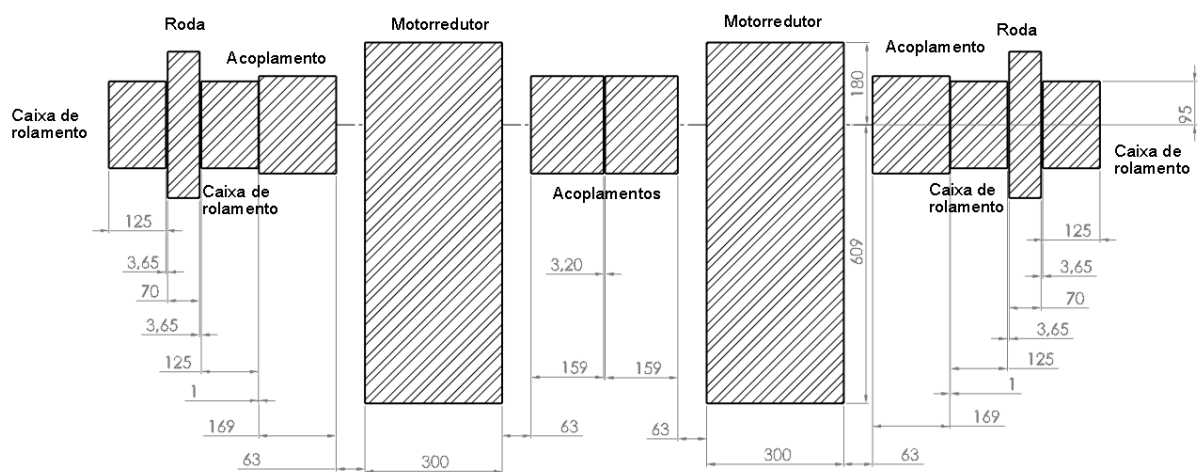


Figura 5.106-Representação esquemática do sistema de translação do carro.

Com tais dimensões, pode-se determinar os comprimentos de cada seção do eixo. Tais dimensões são:

E_1 -Seção presente nas rodas tracionadas=405,3 mm

E_2 -Seção entre os motoredutores =157,2 mm

E_3 -Seção presente nas rodas não tracionadas=327,06 mm

5.7.5 Aplicação dos critérios de deflexão e velocidade crítica.

Os critérios de falha utilizados para a escolha do material dos eixos do sistema de translação do carro foram os mesmos utilizados no capítulo 5, ou seja, foi verificada a resistência quanto à rigidez à deflexão, velocidade crítica e critérios de falha estático e vida em fadiga.

5.7.5.1 Critério de deflexão .

O critério de deflexão para os eixos de translação do carro difere do critério utilizado no eixo do tambor quanto à equação de deflexão . Nos eixos de translação do carro, há somente uma única força atuando sobre o eixo. Assim, utilizou-se as equações para apoio simples [11].

Como realizado na seção 4.10.1, derivou-se a equação da deflexão em $x=0$. Com tal operação, obteve-se o ângulo de deflexão máximo nos mancais de $0,04^\circ$ para rolamentos [11]. Utilizou-se a equação 311 para obter o diâmetro mínimo de cada seção do eixo.

5 Apoios simples – carga central

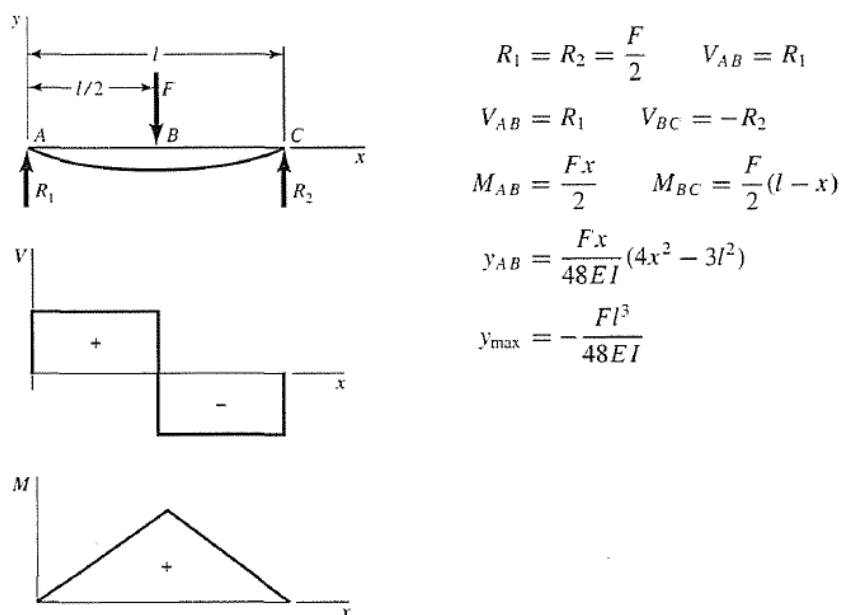


Figura 5.107-Equação da deflexão carga central [11].

Após a já mencionada derivação e isolando-se para o diâmetro mínimo, obteve-se a Eq. (311).

$$d = \left(\frac{4 \cdot F \cdot l}{\pi \cdot E \cdot \theta_{\max}} \right)^4 \quad (311)$$

O material utilizado foi o aço 1045 de E =módulo de elasticidade=206 GPa. Os diâmetros mínimos encontrados para o material escolhido foram:

$$E_1=13,3\text{mm}$$

E_2 -Não foi calculado, pois não possui carga radial nem tampouco comprimento significativo.

$$E_3=14,4\text{ mm}$$

Com tais dados, pode-se concluir que deflexão não é um fator crítico para os eixos de translação do carro.

5,7.5.2 Quanto à velocidade crítica.

Para o cálculo da velocidade crítica, utilizou-se a Eq. (129). Os fatores utilizados nesta seguem abaixo.

$$g = \text{Gravidade} = 9,78 \text{ m/s}^2$$

$$E = \text{módulo de elasticidade} = 206 \text{ GPa}$$

$$I = \text{Momento de inércia da área transversal} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (130)$$

$$A = \text{Área da seção transversal} = \pi D$$

$$\gamma = \text{Peso específico} = 7870 \text{ kg/m}^3$$

Os resultados para as velocidades críticas foram:

$$E_1-1,94 \cdot 10^5 \text{ rpm}$$

$$E_2-4,38 \cdot 10^4 \text{ rpm}$$

$$E_3-1,94 \cdot 10^5 \text{ rpm}$$

Com os dados obtidos, concluiu-se que a velocidade de rotação não é crítica neste projeto já que a rotação de funcionamento não passará de 10 rpm.

5.7.6 Projeto da seção de eixo E_1 .

5.7.6.1 Determinação dos esforços

Com carregamento

Para a determinação dos esforços em E_1 , primeiramente construiu-se o diagrama de corpo do eixo mostrado na Fig. (5.108).

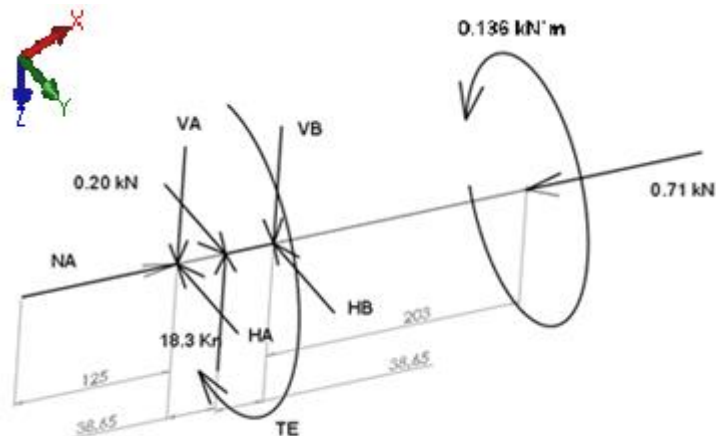


Figura 5.108- Diagrama de corpo livre da seção do eixo E_1 do sistema de translação do carro.

Sobre esta seção de eixo, algumas considerações devem ser feitas. Os esforços foram calculados para a roda tracionada mais solicitada. O esforço de $0,20 \text{ kN}$ foi calculado na seção 5.7.1.1, o esforço horizontal de $0,71 \text{ kN}$ na seção 5.7.4.1, o esforço de $18,3 \text{ kN}$ se deve ao peso do carro e foi calculado na seção 5.7.1 e, por fim, o torque $0,136 \text{ kN}\cdot\text{m}$ se deve ao motoredutor. Como de costume, iniciaram-se os cálculos dos esforços pelo plano ZX visto na Fig. (5.109)

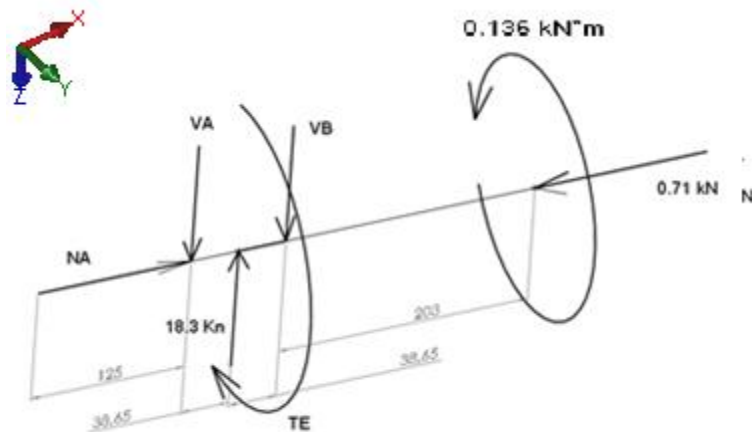


Figura 5.109- Diagrama de corpo livre de E_1 para o plano ZX

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 9,14 \text{ kN}$$

$$V_B = 9,16 \text{ kN}$$

$$T = 0,136 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Plano XY

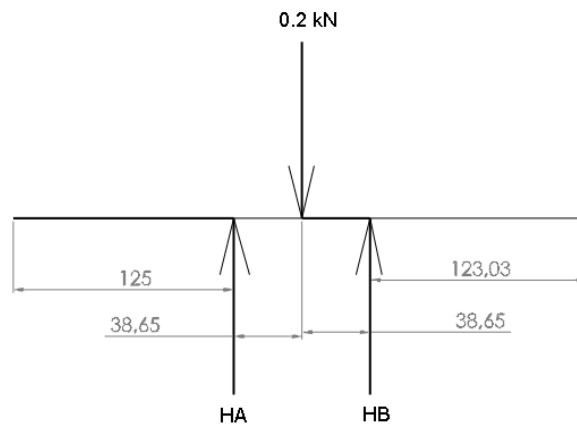


Figura 5.110- Diagrama de corpo livre de E1 para o plano XY.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$H_A = 0,1 \text{ kN}$$

$$H_B = 0,1 \text{ kN}$$

Composição das Tensões.

Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 353,65 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 6,161 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor. Apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano .

$$Q_1 = 9,16 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,1 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre E_1 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0,71 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,354 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0,136 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 9,16 \text{ kN}$$

Sem carregamento

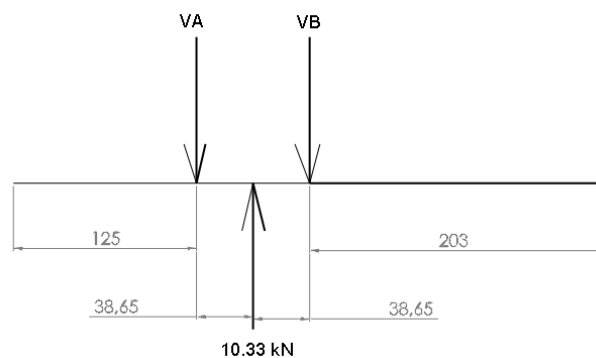


Figura 5.111- Diagrama de corpo livre de E1 sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$H_A = 5,16 \text{ kN}$$

$$H_B = 5,17 \text{ kN}$$

Os esforços internos para ambas as situações de carga e sem carga estão no anexo 19. Com tais esforços internos para o caso sem carregamento, têm-se os coeficientes:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,199 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 5,17 \text{ kN}$$

5.7.6.2 Aplicação dos critérios de falha

Utilizando-se a mesma metodologia de projeto utilizada anteriormente, encontraram-se os fatores de área com base no menor diâmetro de E_1 de 69 mm. Logo, seus fatores de área são:

I =Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $18,857 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J =Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $37,715 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C =Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,07\text{m}$

A =Área da seção transversal= $0,015 \text{ m}^2$

5.7.6.3 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto de E_1 foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Para tal será novamente apresentado os coeficientes gerados pelo programa

O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência a tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163. [11]: $M_m=0,277 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=0$; $T_m=0,068 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0,068 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=0$; $\sigma_m=1,027 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=126,21 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=126,21 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=21,6 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=104,979 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,48$; $K_b=2,27$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=243,145 \text{ MPa}$; GOODMAN=37,125.

O fator de segurança para critério de falha para vida em fadiga foi de 37,125 para critério de GOODMAN. O fator de segurança ficou grande por conta do diâmetro alto do eixo.

5.7.6.4 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para E_1 obteve-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=1357,72 \text{ kN/m}^2$; $\tau=8630,86 \text{ kN/m}^2$; $O_c=678,61 \text{ kN/m}^2$; $r_h=1098,07 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=17,769 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-4,192 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =26,637; Energia de distorção=28,968.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 26,637 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e 28,968 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente os fatores de segurança estão altos porque o diâmetro do eixo é alto.

5.7.7 Projeto da seção de eixo E_2

5.7.7.1 Determinação dos esforços

Para a determinação dos esforços em E_2 primeiramente construiu-se o diagrama de corpo livre do eixo mostrado na figura (5.112).

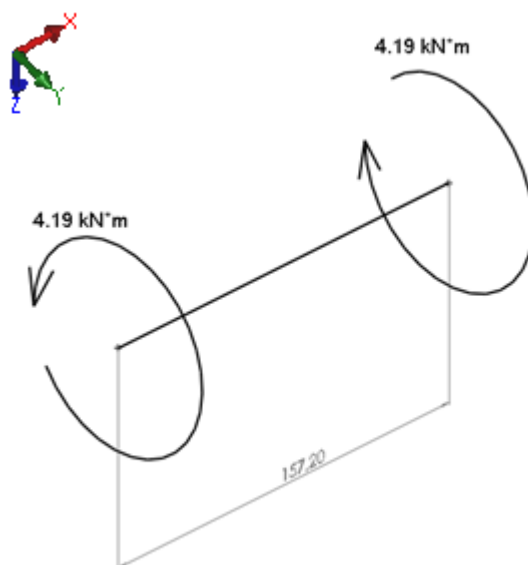


Figura 5.112- Diagrama de corpo livre da seção do eixo E_2 do sistema de translação do carro.

Nesta seção de eixo na qual fica entre os motoredutores há somente os esforços devido ao torque gerados pelos motoredutores. Por tal motivo neste eixo como não há reações em suportes somente os esforços internos foram calculados. Os esforços de tal eixo se encontram no anexo 20.

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento os esforços internos sobre E_2 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0$$

$$T = \text{Torque} = 4,19 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 0$$

Para o caso sem carregamento tem-se os coeficientes:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0$$

$$T = \text{Torque} = 0$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 0$$

5.7.7.2 Aplicação dos critérios de falha

Utilizando-se a mesma metodologia de projeto utilizada para E_2 encontrou-se os fatores de área com base no menor diâmetro de 69 mm. Logo seus fatores de área são:

I =Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $18,857 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J =Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $37,715 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C =Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,07\text{m}$

A =Área da seção transversal= $0,015 \text{ m}^2$

5.7.7.3 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto de E_2 , foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Dessa forma, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência a tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163. [11]: $M_m=0$; $M_a=0$; $T_m=4,19 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=4,19 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=0$; $\sigma_m=0$; $\tau_A=777,981 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=777,981 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=13,475 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=13,475 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,48$; $K_b=2,27$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=202,81 \text{ MPa}$; GOODMAN=12,75;

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 12,75 para critério de GOODMAN. O fator de segurança ficou grande por conta do diâmetro alto do eixo.

5.7.7.4 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para E_2 , obteve-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=0$; $\tau=1555,34 \text{ kN/m}^2$; $O_c=0$; $r_h=1555,34 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=155,534 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-155,534 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =18,806; Energia de distorção=21,712.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 18,806 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 21,712 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente, os fatores de segurança estão altos porque o diâmetro do eixo é alto.

5.7.8 Projeto da seção de eixo E_3

5.7.8.1 Determinação dos esforços

Para a determinação dos esforços em E_2 primeiramente construiu-se o diagrama de corpo livre do eixo mostrado na Fig. (5.113).

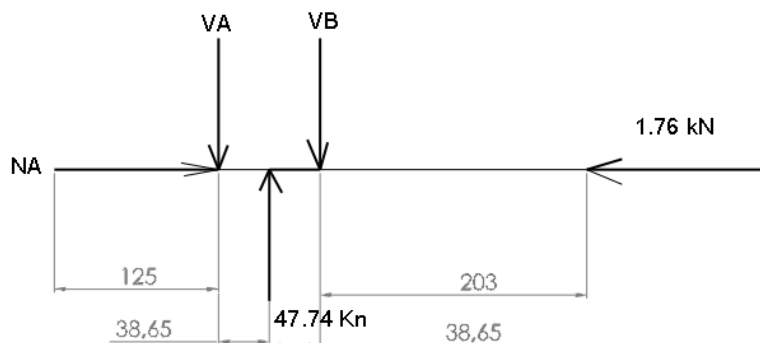


Figura 5.113- Diagrama de corpo livre da seção do eixo E_3 do sistema de translação do carro.

Nesta seção de eixo que fica na parte de trás do carro, o eixo não sofre esforços devido ao torque gerado pelos motoredutores. Os esforços de tal eixo se encontram no anexo 21.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 9,14 \text{ kN}$$

$$V_B = 9,16 \text{ kN}$$

$$N_A = 1,76 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento os esforços internos sobre E_3 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,9105 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 23,59 \text{ kN}$$

Para o caso sem carregamento, têm-se os coeficientes:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 0,099 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 2,59 \text{ kN}$$

5.7.8.2 Aplicação dos critérios de falha.

Utilizando-se a mesma metodologia de projeto utilizada para E_3 , encontraram-se os fatores de área com base no menor diâmetro de 69 mm. Logo, seus fatores de área são:

I =Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $18,857 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

J =Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $37,715 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

C =Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,07\text{m}$

A =Área da seção transversal= $0,015 \text{ m}^2$

5.7.8.3 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto de E_3 , foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Assim, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência a tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinell de 163. [11]: $M_m=0,505 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=0$; $T_m=0$; $T_a=0$; $\sigma_A=0$; $\sigma_m=1873,707 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=0$; $\tau_m=0$; $\sigma_A'=0$; $\sigma_m'=18,737 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,48$; $K_b=2,27$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=2,431 \text{ MPa}$; GOODMAN=3,122.

O fator de segurança para critério de falha de vida em fadiga foi de 3,122 para critério de GOODMAN. O fator de segurança ficou grande por conta do diâmetro alto do eixo.

5.7.8.4 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para E_3 , obteve-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=3543 \text{ kN/m}^2$; $\tau=1610 \text{ kN/m}^2$; $O_c=1771,63 \text{ kN/m}^2$; $r_h=2393,90 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=41,314 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-6,223 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =12,218; Energia de distorção=12,974.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 12,218 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 12,974 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente, os fatores de segurança estão altos porque o diâmetro do eixo é alto.

5.7.9 Dimensões dos eixos do sistema de translação do carro.

Após a verificação de que todas as três seções de eixos do sistema de translação do carro não irão falhar para os critérios de falha de fadiga, critério estático, deflexão e velocidade crítica, confeccionaram-se as Fig. (114), (115) e (116).

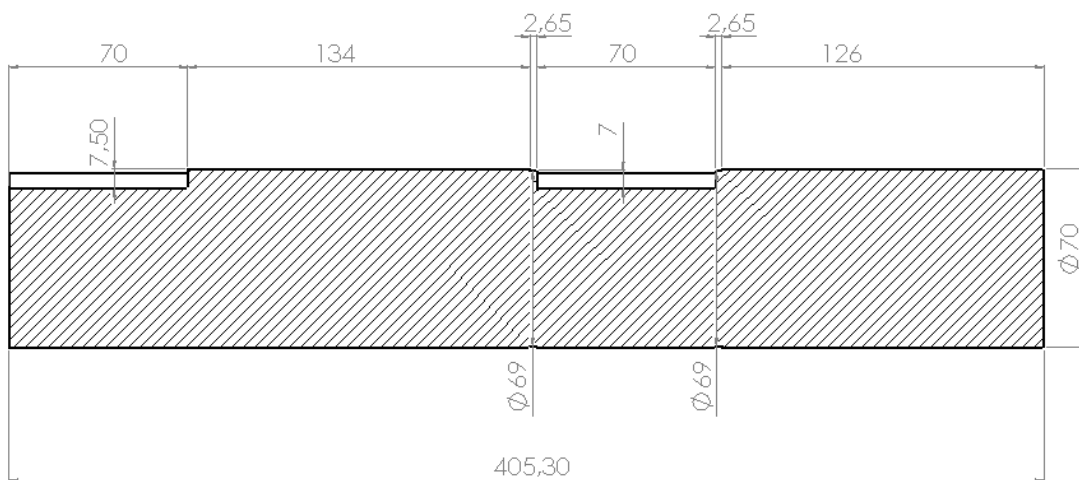


Figura 5.114- Representação de E_1 .

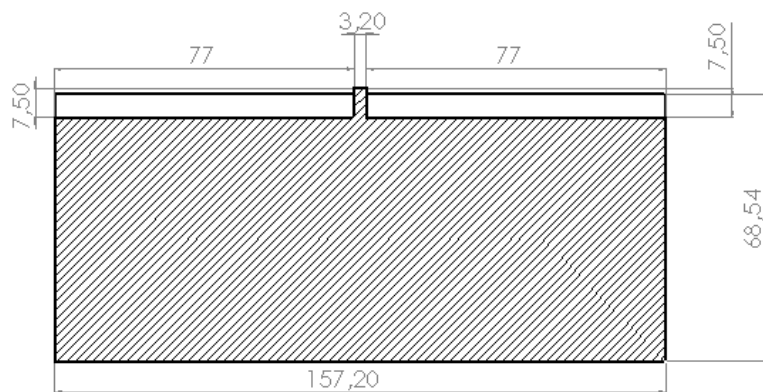


Figura 5.115- Representação de E_2 .

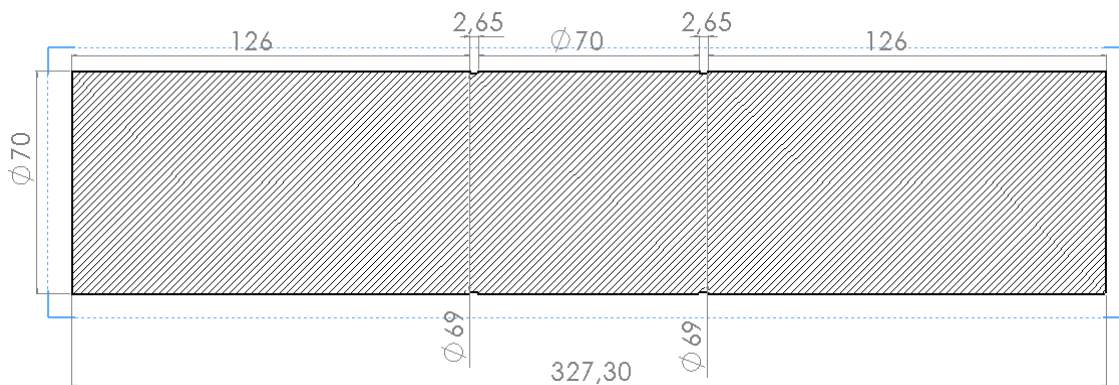


Figura 5.116- Representação de E_3 .

5.7.10 Projeto dos truques do carro.

O truque, ou suporte das rodas do carro, foi dimensionado com base nas restrições geométricas do projeto. Sabia-se que as rodas deviam ficar a 20 mm do fundo das vigas B e que deveriam dar suporte a duas caixas de rolamento de 320 mm de comprimento e 125 mm de largura. Para facilitar o projeto, os truques foram dimensionados com a mesma espessura das vigas B de 20 mm. A resistência destes suportes, que fazem parte do desenho final das vigas B, foi verificada por meio de simulações de tais vigas. Na Figura (5.117), pode-se ver o desenho em corte de um dos truques e suas medidas em relação ao eixo de rotação de uma das rodas do carro.

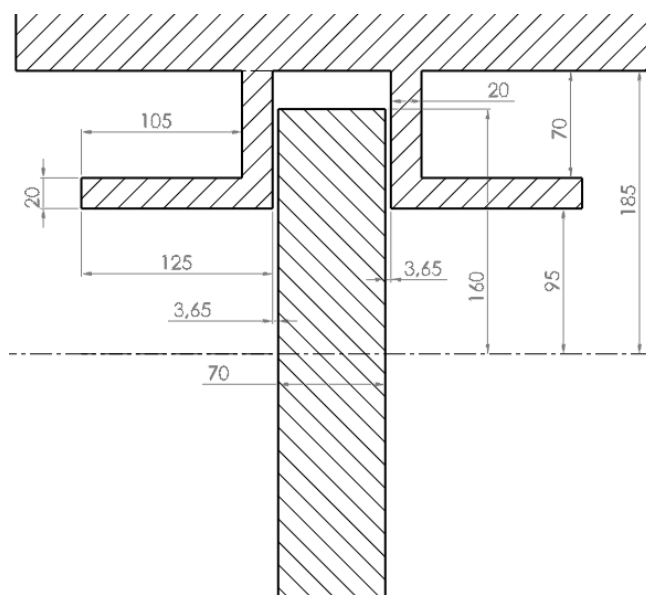


Figura 5.117- Representação do truque do carro e suas medidas em relação ao eixo de rotação das rodas do carro.

5.8 PROJETO DA VIGA C1

Encerrando o projeto da estrutura da ponte, tem-se o projeto da viga C1. A viga C1 encerra o ciclo de dimensionamentos que se iniciou neste capítulo. Alguns elementos ainda serão dimensionados, mas sobre a estrutura do carro, este é o ultimo. A viga C1 é o elemento estrutural mais exótico de todo o projeto, seu formato foi rigidamente moldado pelas restrições geométricas do projeto. Tal viga fica entre as vigas B, mas abaixo da metade frontal do tambor de enrolamento dos cabos de aço, onde não há muito espaço. C1 é responsável por dar suporte à boa parte do sistema de translação do carro, bem como manter a integridade estrutural do mesmo durante o movimento da ponte. A deflexão gerada pelo movimento da ponte na estrutura do carro não foi considerada anteriormente por não se conhecer

a massa de todos os componentes. Além de considerar tal deflexão em C1, serão mostrados na próxima seção os resultados das simulações dos demais elementos já considerando este esforço.

Novamente, antes de se iniciar a confecção do diagrama de corpo livre, construiu-se uma tabela dos elementos que geram esforços sobre C1. Tal tabela pode ser vista abaixo.

Tabela 5.13- elementos fixados em C1

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	a=0,19m/s ² [kN]	a=0,064m/s ² [kN]
Motoredutor carro	185	1,814	0,035	0,012
Acoplamento carro	27	0,265	0,005	0,001
E_2	4,91	0,048	0,001	0,0003

Para a determinação da deflexão da estrutura por conta do movimento da ponte rolante, utilizou-se o esforço axial em cada eixo do carro calculado na seção 5.7.4.1 e a distância do trilho ao centroide da viga A1 e C1. O cálculo destes esforços por deflexão segue abaixo.

$$FC1 = \frac{0,71 \text{ kN}}{2} \cdot 653 \text{ mm} = 0,232 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$FA1 = \frac{1,76 \text{ kN}}{2} \cdot 653 \text{ mm} = 1,149 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Devido à diferença entre B1 e B2, as posições dos motoredutores sobre C1 são assimétricas. Tal assimetria deve-se ao fato das rodas de cada viga estar centralizadas em relação à viga em que estão fixadas.

5.8.1 Determinação dos esforços com o equipamento carregado.

Com os dados dos esforços devido ao peso, forças inerciais devido à movimentação horizontal do equipamento, do torque dos motoredutores e da deflexão gerada pelo movimento da ponte rolante, construiu-se o diagrama de corpo livre de C1 que pode ser visto na Fig. (5.118).

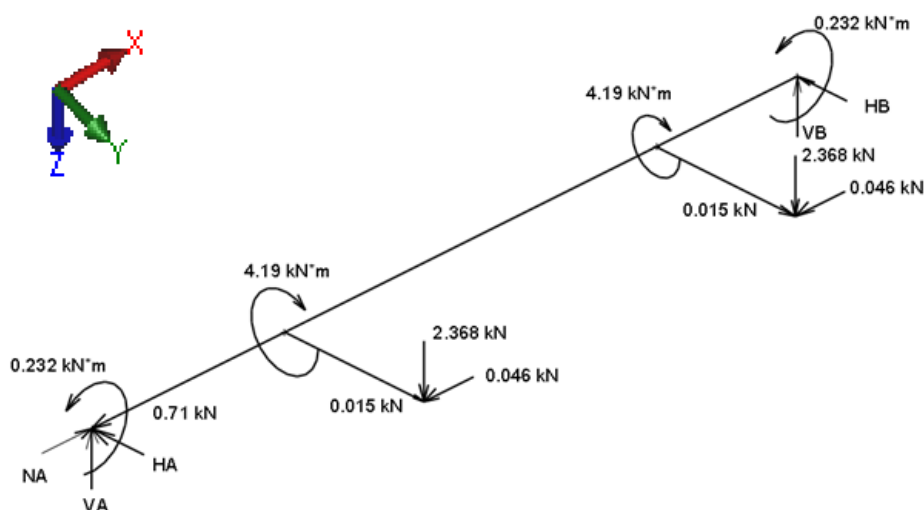


Figura 5.118-Diagrama de corpo livre da viga C1.

Como de costume, iniciou-se o cálculo pelo plano ZX.



Figura 5.119-Diagrama de corpo livre para o plano ZX da viga C1.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 2,52 \text{ kN}$$

$$V_B = 2,22 \text{ kN}$$

$$N_A = 0,802 \text{ kN}$$

Plano XY

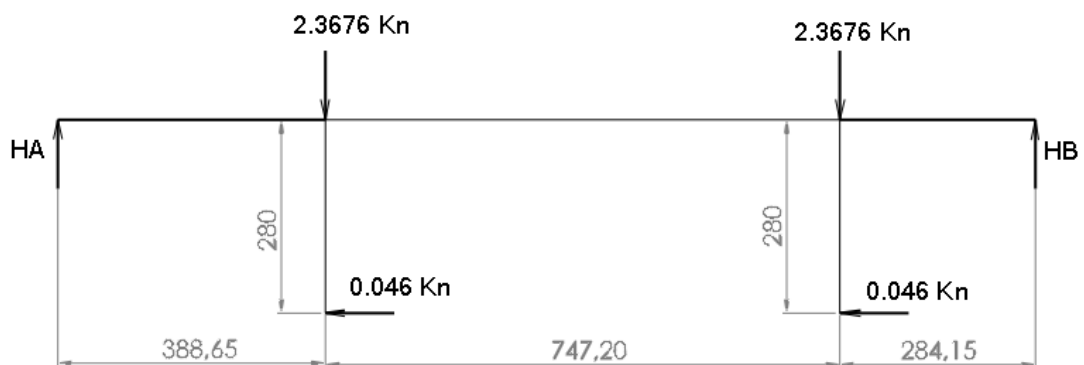


Figura 5.120-Diagrama de corpo livre para o plano XY da viga C1.

O diagrama de corpo livre equivalente do plano XY pode ser visto na Fig. (5.121)

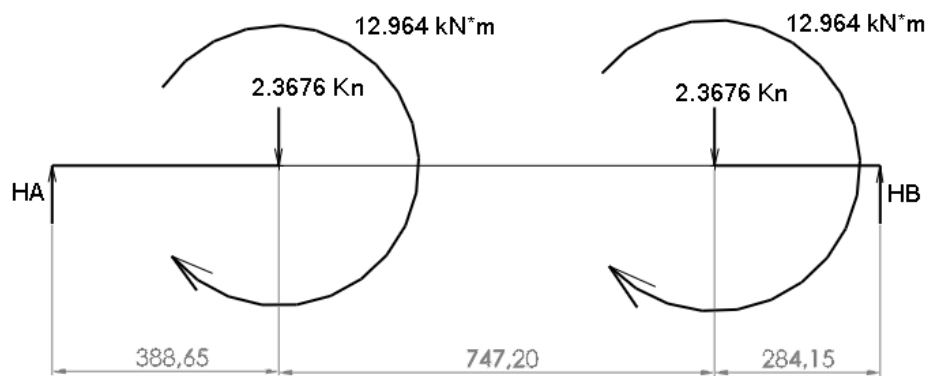


Figura 5.121-Diagrama de corpo livre para o plano XY da viga C1 para uso no Mdsolids.
Os valores das reações encontrados pelo software Mdsolids foram:

$$H_A = 0,001 \text{ kN}$$

$$H_B = 0,03 \text{ kN}$$

Plano ZY

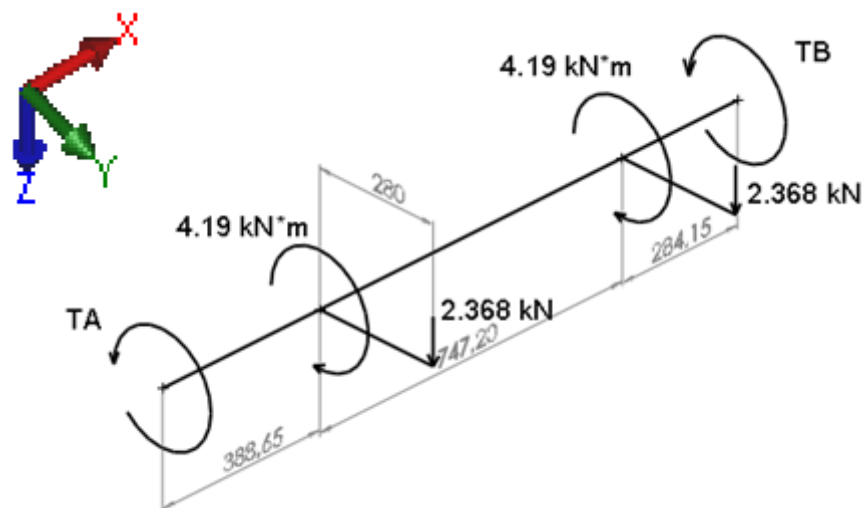


Figura 5.122-Diagrama de corpo livre para o plano ZY da viga C1.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (312)$$

$$T_A + T_b - (2 \cdot 0,28 \text{ m} \cdot 2,368 \text{ kN}) - 2 \cdot 4,19 \text{ kN} \cdot \text{m} = 0 \quad (313)$$

$$T_A = T_b = 4,852 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.8.1.1 Composição das Tensões na seção crítica.

A seção mais solicitada está na seção de $x=1135,9$ mm, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 22. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1=0,861 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2=12,46 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor. Apenas momento torçor

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX e Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1=2,22 \text{ kN}$$

$$Q_2=0,034 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre C1 são:

$$N=\text{Esforço normal}= 0,802 \text{ kN}$$

$$M=\text{Momento fletor}=0,861 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T=\text{Torque}=4,853 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$Q=\text{Momento cortante} =2,22 \text{ kN}$$

5.8.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Como dito anteriormente, o cálculo dos esforços do equipamento fora de serviço foi feito considerando somente o peso dos elementos. No caso da viga C1, o peso do sistema de translação é bem maior que o peso da própria viga, então é razoável considerar o peso dos elementos e depois verificar por meio de simulações os fatores de segurança. Assim, construiu-se o diagrama de corpo livre da Fig. (5.123) para o equipamento fora de serviço.

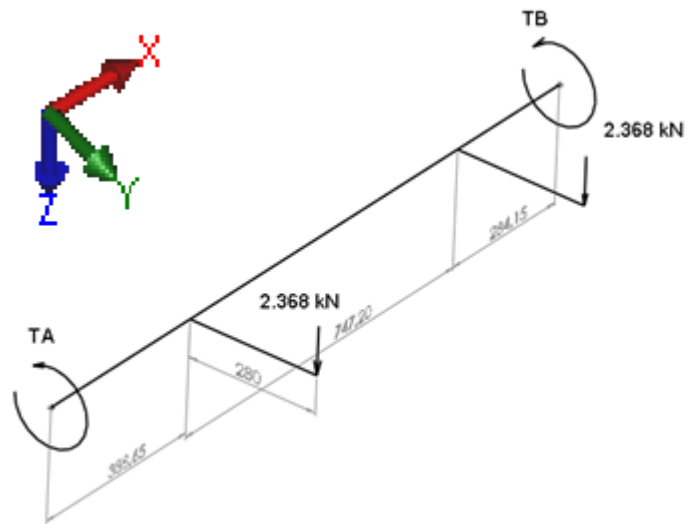


Figura 5.123-Diagrama de corpo livre da viga C1 sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 2,19 \text{ kN}$$

$$V_B = 2,54 \text{ kN}$$

$$T_A = T_B = 0,66 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.8.3 Aplicação de critérios de falha para Viga B2

Como dito anteriormente, o elemento estrutural que apresentou maior restrição geométrica no projeto foi à viga C1. Tal viga fica abaixo do tambor de enrolamento, na parte da frente do carro de maneira a não impedir a movimentação dos cabos. Por tal motivo, sua geometria ficou diferente dos demais elementos estruturais. Para o cálculo dos coeficientes de área, foi utilizado o programa Solidworks. A área transversal de tal viga pode ser vista na Fig. (5.124).

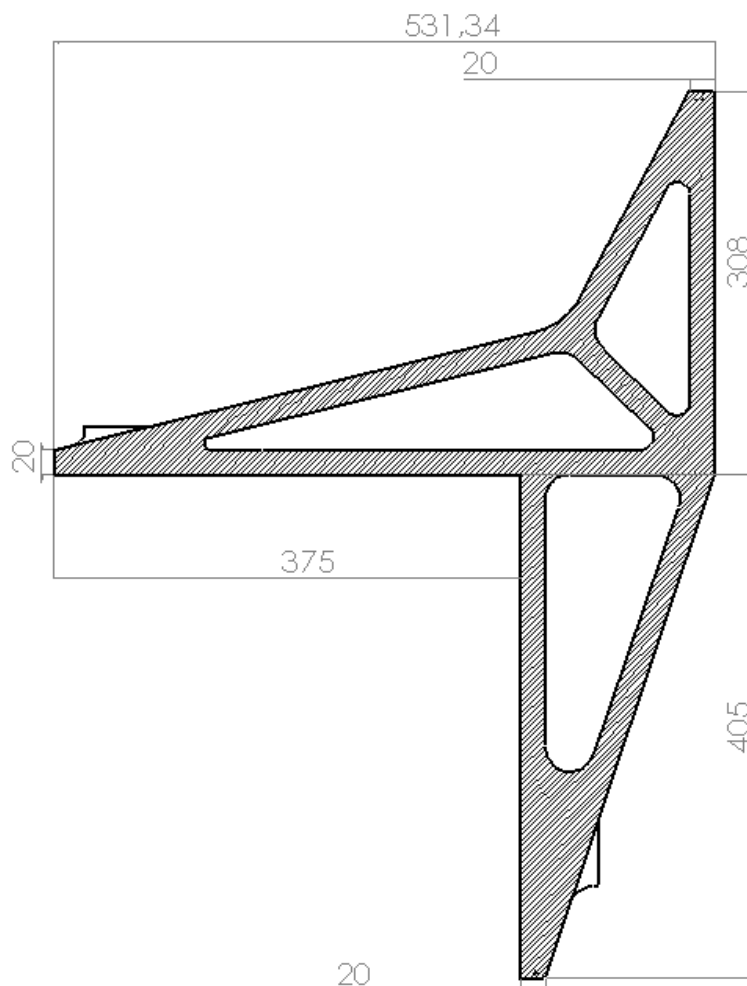


Figura 5.124-Viga C1 em corte.

I=Momento de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $13,729 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$

J=Momento polar de inércia em relação ao eixo que passa pelo centroide da figura= $2,68 \cdot 10^{12} \text{ mm}^4$

C=Distância da linha neutra até a fibra mais distante= $0,383\text{m}$

A=Área da seção transversal= $0,049 \text{ m}^2$

5.8.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência a tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163. [11]: $M_m=0,782 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=0,069 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m= 2,427 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=2,4267 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=1,941 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=22,088 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A= 0,347 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=0,347 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=2,032 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=22,096 \text{ MPa}$; $S_e'= 294,84 \text{ MPa}$; $K_a= 0,834$; $K_b=1,6643$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=308,59 \text{ MPa}$; GOODMAN=22,54.

O fator de segurança para critério de falha para vida em fadiga foi de 22,54 para critério de GOODMAN. O fator de segurança foi mantido alto para possibilitar uma geometria na qual tivesse uma espessura de cordão de solda aplicável.

5.8.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga C1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=34,122 \text{ kN/m}^2$; $\tau=45,816 \text{ kN/m}^2$; $O_c=17,062 \text{ kN/m}^2$; $r_h= 48,892 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=6,595 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-3,183 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =59,826; Energia de distorção=67,719 ;

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 59,826 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 67,719 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados. Tais simulações serão apresentadas após a verificação quanto à rigidez à deflexão.

5.8.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

A viga C1 flete de maneira similar a viga A1, devido a duas cargas irmãs. Por tal motivo, será utilizado a mesma equação utilizada para A1.

$$Y_{\text{máx}} = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (4a^2 - 3l^2) \quad (263)$$

F=Cortante máximo=2,22 kN

a=local de aplicação da carga=388,65mm

E=Módulo de elasticidade=200 GPa

I=Momento de inércia em relação ao centroide= $13,729 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$

l=Comprimento total da viga=1420 mm

Seguindo a norma [15] a rigidez à deflexão permitida é igual a $1420\text{mm}/2 \cdot 0,001 = 0,71 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para C1 foi de $76 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$. Logo, esta está aprovada por deflexão. Na seção 5.9 serão apresentadas as deflexões máximas encontradas por simulação, tal deflexão será comparada com a deflexão máxima encontrada nesta seção.

5.8.4 Simulação da viga C1

Novamente foi utilizado o programa Solidworks. Utilizou-se o mesmo aço 1045 customizado anteriormente utilizado na seção 5.3.4

Alívios foram feitos na estrutura para redução de peso. O peso final de C1 foi de 278 kg e o menor fator de segurança para critério estático foi de 4.37.

A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de C1. Tal viga possui 1420 mm de comprimento por 531.3 mm de largura e 731 mm de altura, como pode ser visto na Fig. (5.125).

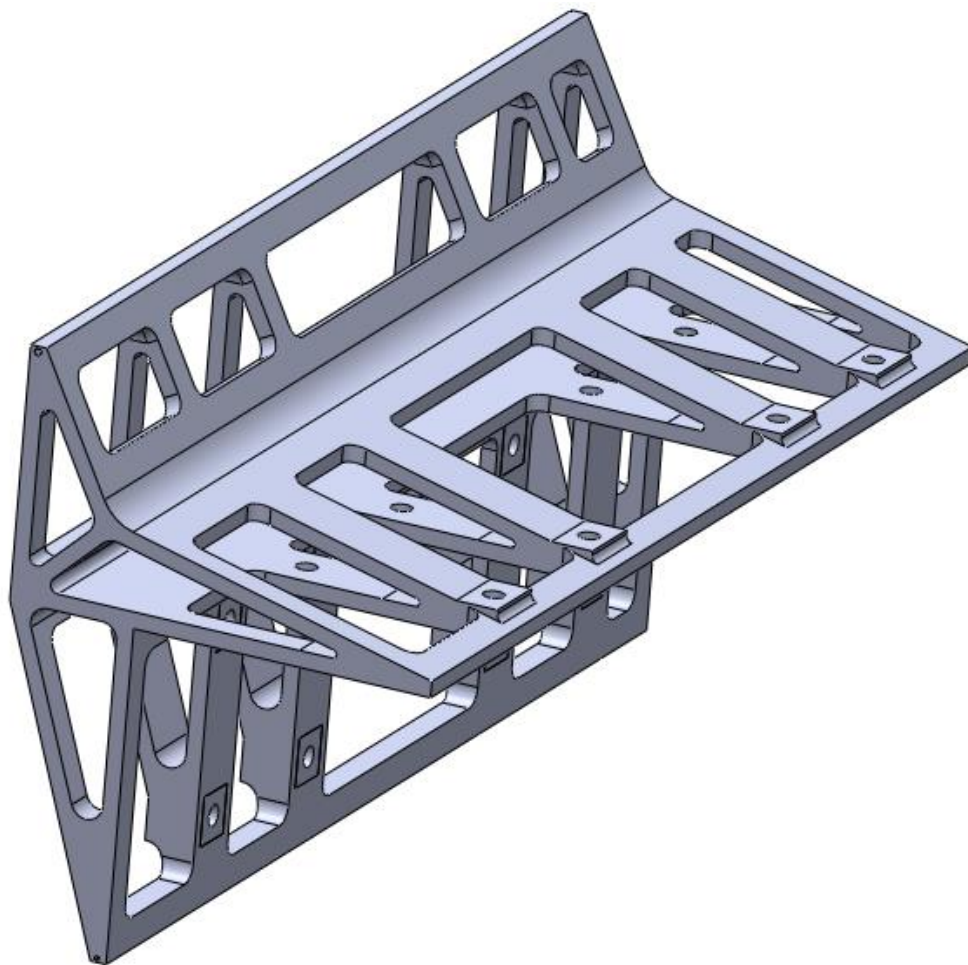


Figura 5.125-Vista isométrica da viga C1.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis a realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (5.126).

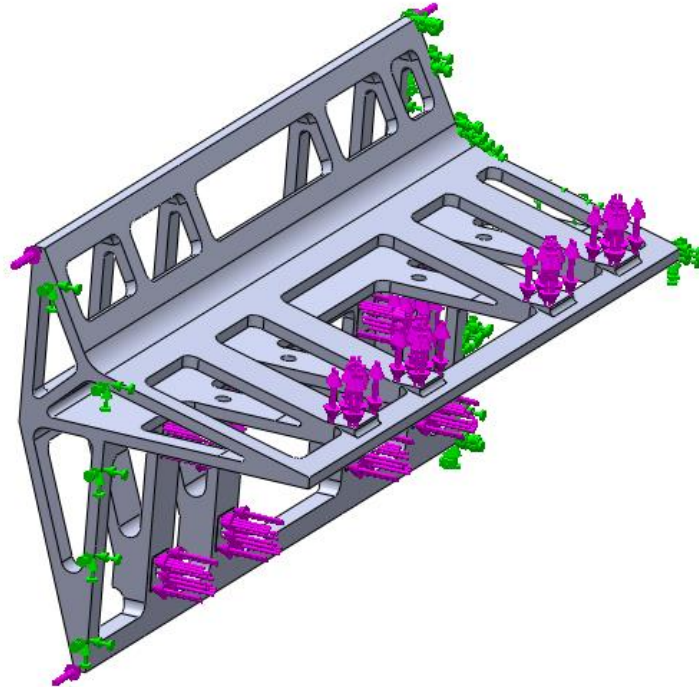


Figura 5.126-Carregamento e fixação C1.

- Representação da malha e dados sobre a mesma mostrada nas Fig. (5.127) e (5.128).

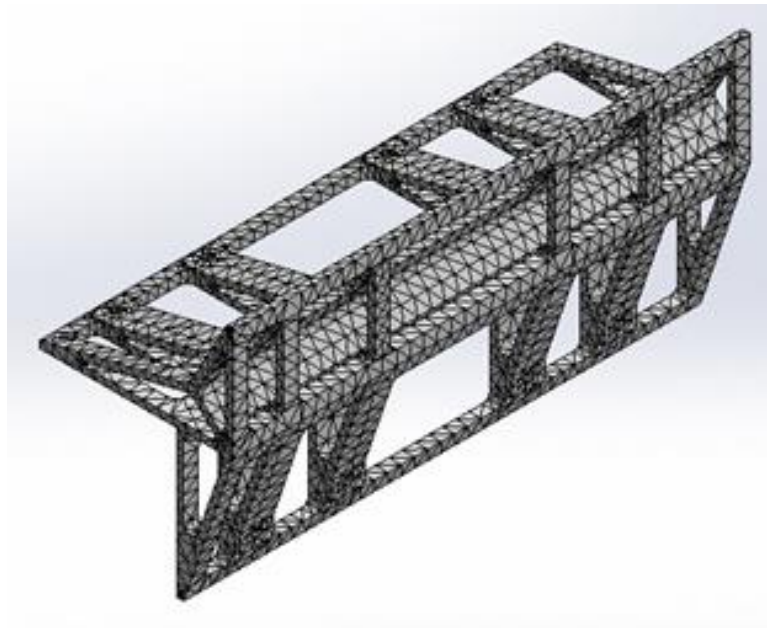


Figura 5.127-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	38.0934 mm
Tolerância	1.90467 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	29239
Total de elementos	14377
Proporção máxima	27817
% de elementos com Proporção < 3	79.4
% de elementos com Proporção < 10	0.396
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:10
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 5.128-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- Por fim, as tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (5.129) e (5.130).

Nome do modelo: Viga C1
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: análise estática tensão nodal Stress
Escala de distorção: 760.135

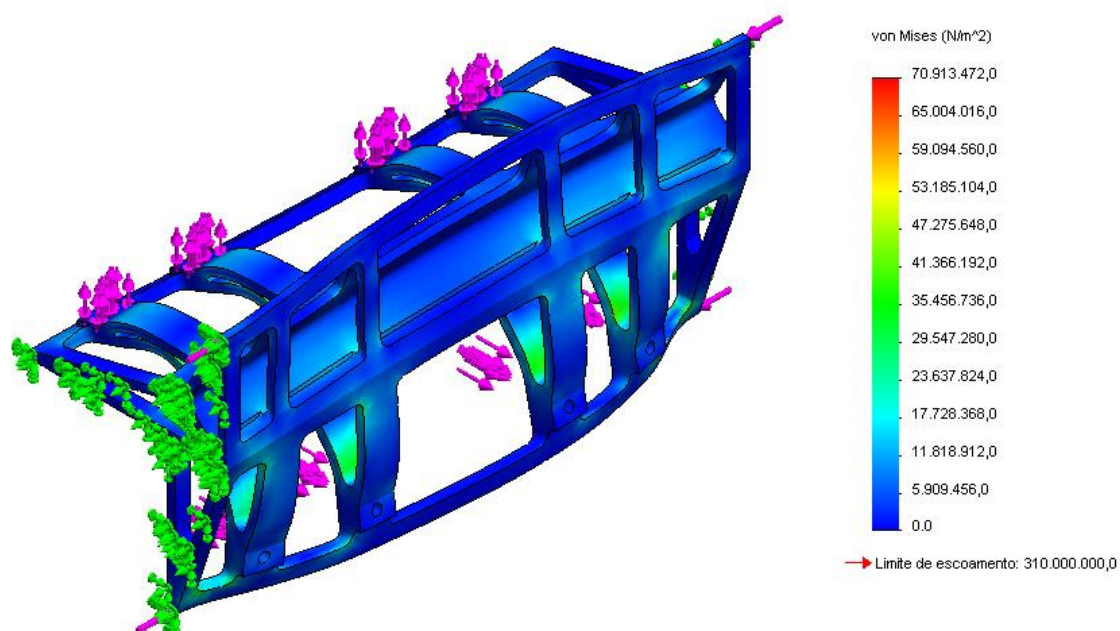


Figura 5.129-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

Nome do modelo: Viga C1
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 3 < Azul

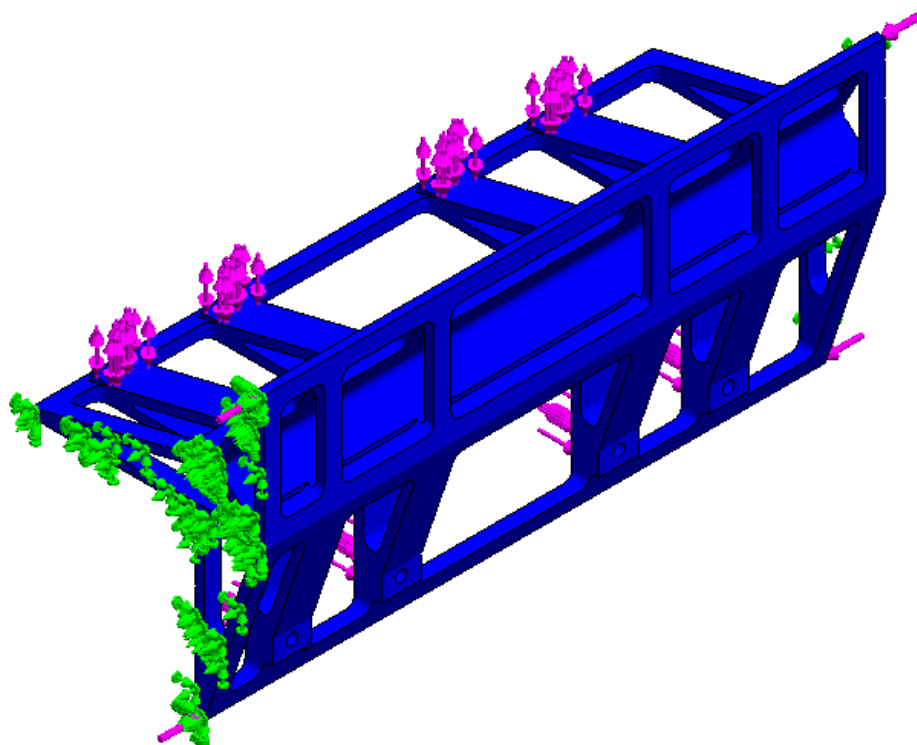


Figura 5.130-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

5.9 CÁLCULO DOS FATORES DE SEGURANÇA FINAIS DOS ELEMENTOS DO CARRO.

Como dito nas seções anteriores, os fatores de segurança para critério estático e critério de vida infinita para fadiga estavam muito maiores que o fator de segurança de projeto. Alívios foram feitos para redução de peso, e a momento devido à movimentação da ponte não foi considerado por não se conhecer a altura total do carro. Nesta seção, será apresentado um novo ciclo de simulações, incluindo tais modificações tanto para o carro totalmente carregado quanto para o carro fora de serviço.

Tal medida visa encontrar os fatores reais de segurança para critério estático e fadiga não somente para a seção mais crítica, mas para o ponto mais crítico.

O critério de falha estático foi encontrado pelo próprio software utilizado durante a simulação. O Solidworks calcula o fator de segurança estático por Von MISES. Já o critério de fadiga será calculado fazendo-se duas simulações, uma para o estado de carga e com movimento máximo, e uma para o carro descarregado e em repouso. Utilizando o software para encontrar as tensões máximas para estas duas situações, utilizaram-se as Eq. (314) e (315) para compor as tensões, e utilizado uma rotina

programada em Matlab encontrou-se o critérios de falha de GOODMAN Eq. (261) para obtenção do fator de segurança para vida em fadiga.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (314)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (315)$$

5.9.1 Suporte das polias fixas

Critério estático

Nome do modelo: suporte polias fixas
 Nome do estudo: SimulationXpress Study
 Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
 Critério: Tensão de Max: von Mises
 Vermelho < FOS = 14 < Azul

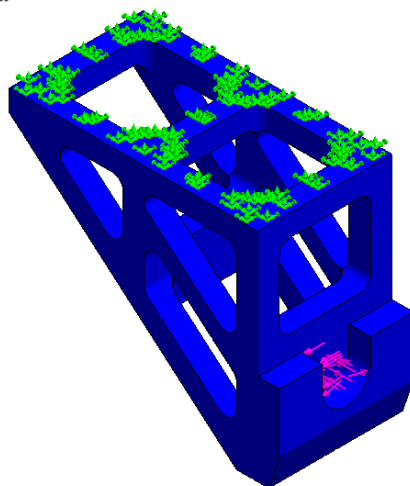


Figura 5.131-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 14.

Critério de fadiga

Tensão máxima

Nome do modelo: suporte polias fixas
 Nome do estudo: SimulationXpress Study
 Tipo de plotagem: análise estática tensão nodal Stress
 Escala de distorção: 2442,01

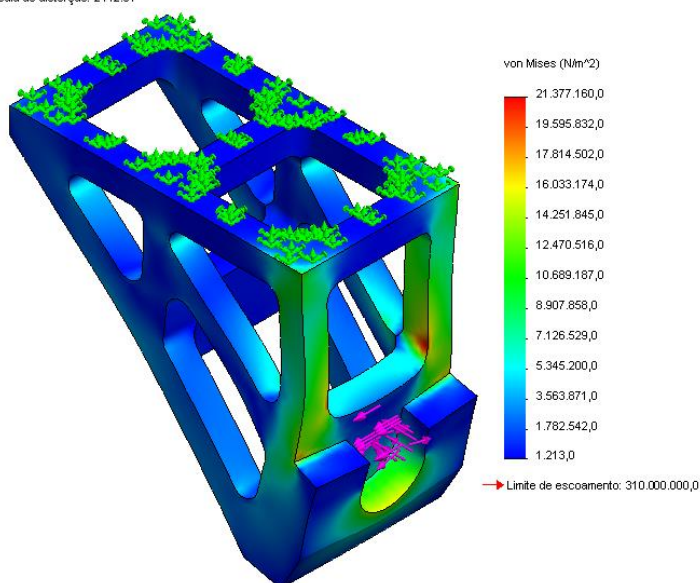


Figura 5.132-Tensão máxima de 21,377 MPa.

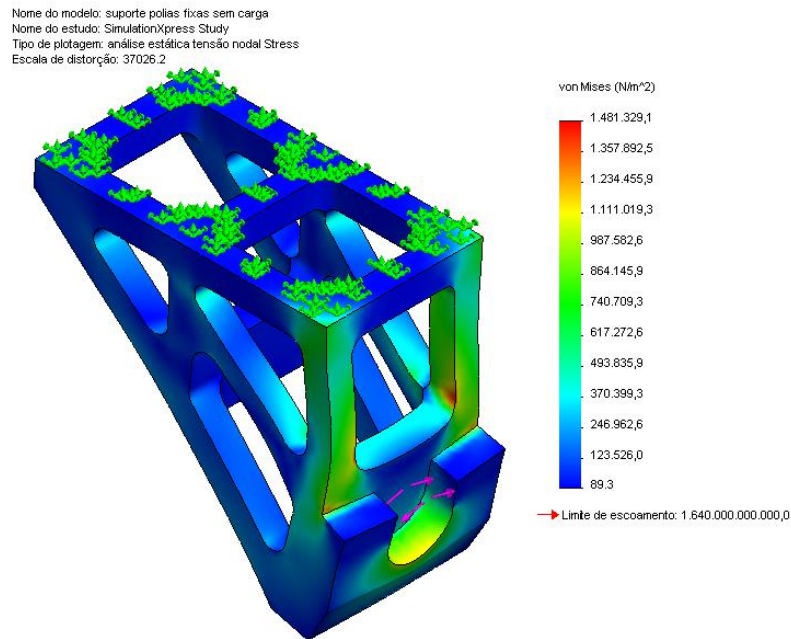


Figura 5.133-Tensão mínima de 1,481 MPa.

Logo, os fatores de segurança encontrados são: Critérios estático = 14,3 e para fadiga GOODMAN = 13,889. Ou seja, tal viga está aprovada.

5.9.2 Viga A1

Critério estático

Nome do modelo: viga A1
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 16 < Azul

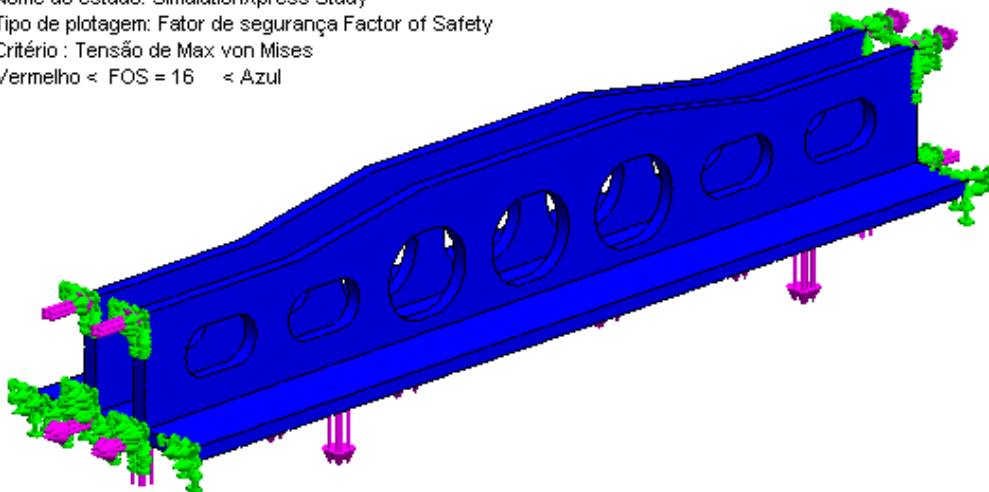


Figura 5.134-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 16.

Critério de fadiga

Tensão máxima

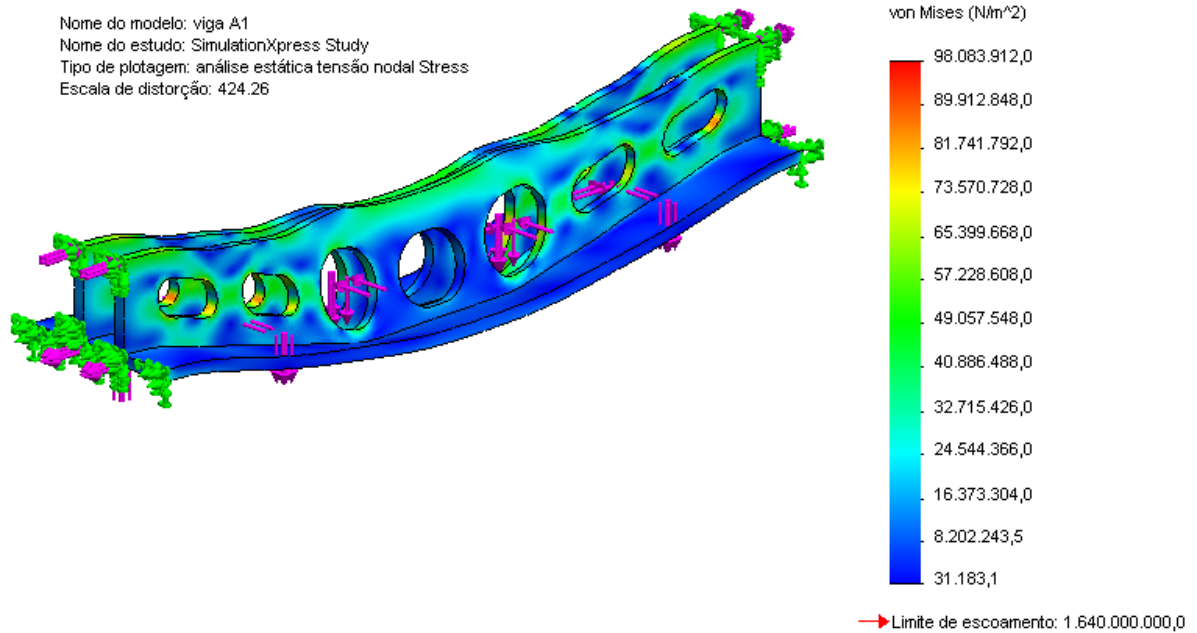


Figura 5.135-Tensão máxima de 98,083 MPa.

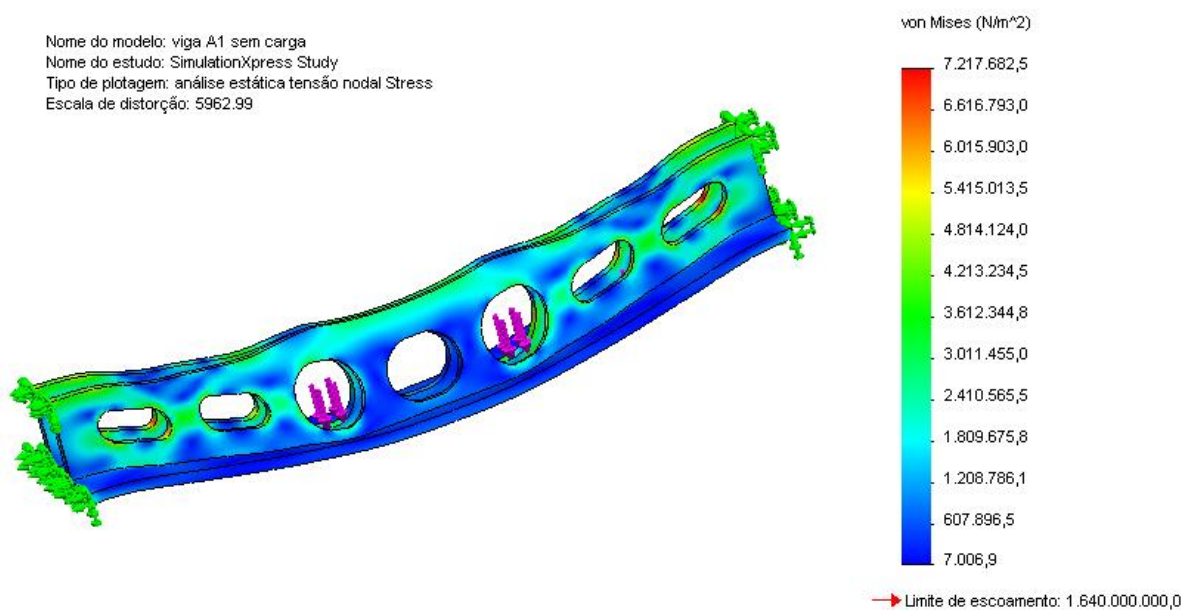


Figura 5.136-Tensão mínima de 7.217 MPa.

Logo, os fatores de segurança encontrados são: Critérios estático = 16,2 e para fadiga GOODMAN = 3,038. Ou seja, tal viga está aprovada.

5.9.3 Viga B1

Critério estático

Nome do modelo: Viga B1 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério: Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 4 < Azul

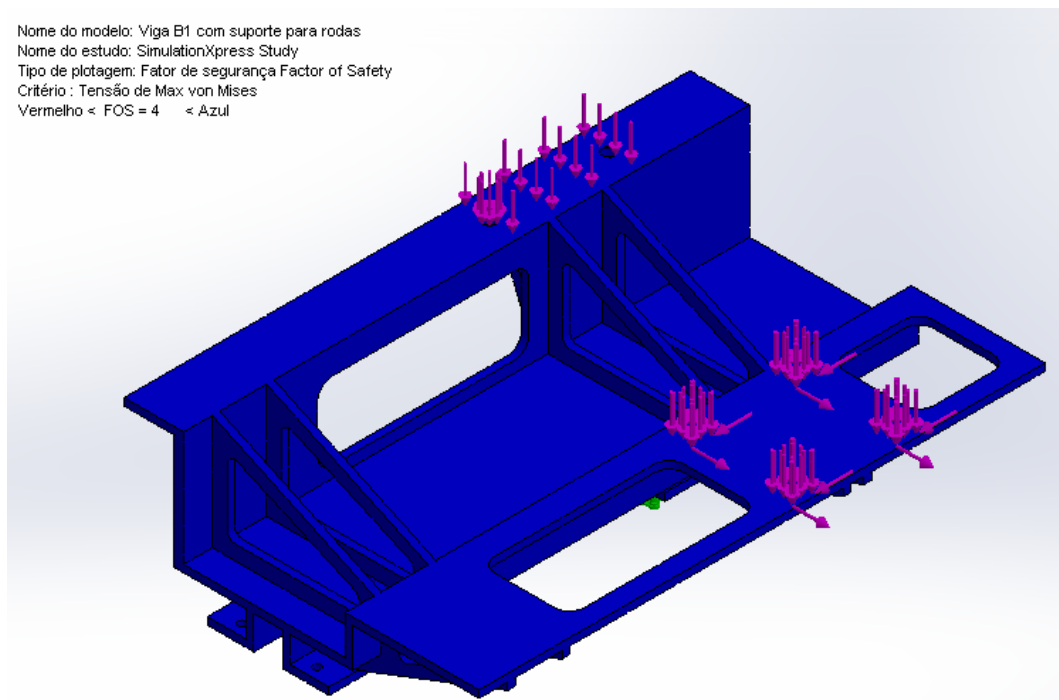


Figura 5.137-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,38.

Critério de fadiga

Tensão máxima

Nome do modelo: Viga B1 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: análise estática tensão nodal Stress
Escala de distorção: 1726.01

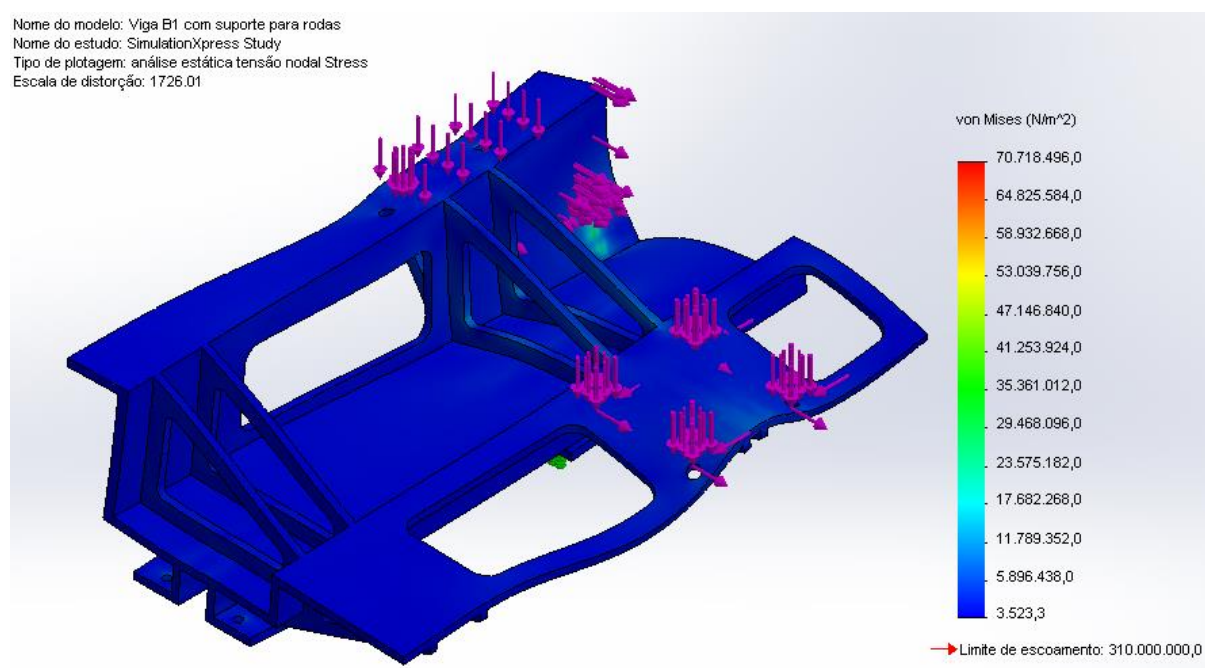


Figura 5.138-Tensão máxima de 70,718 MPa.

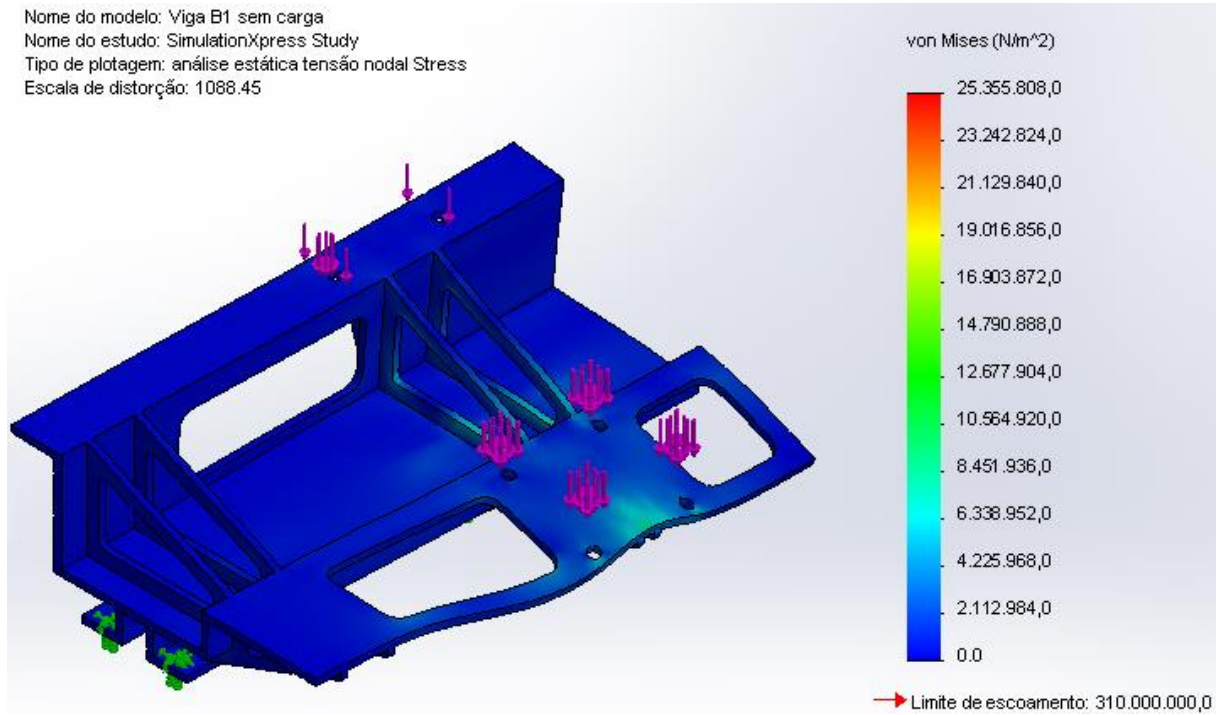


Figura 5.139-Tensão mínima de 25,355 MPa.

Logo, os fatores de segurança encontrados são: Critérios estático = 4,38 e para fadiga GOODMAN = 4,076. Ou seja, tal viga está aprovada.

5.9.4 Viga B2

Critério estático

Nome do modelo: Viga B2 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 4 < Azul

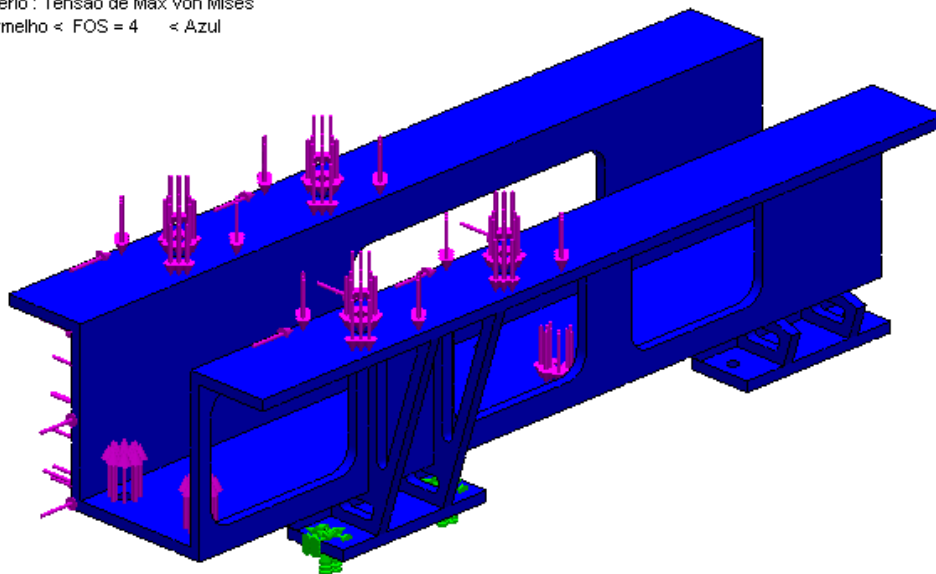


Figura 5.140-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,94.

Cr terio de fadiga

Tensão máxima

Nome do modelo: Viga B2 com suporte para rodas
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: análise est tica tensão nodal Stress
Escala de distorção: 498.408

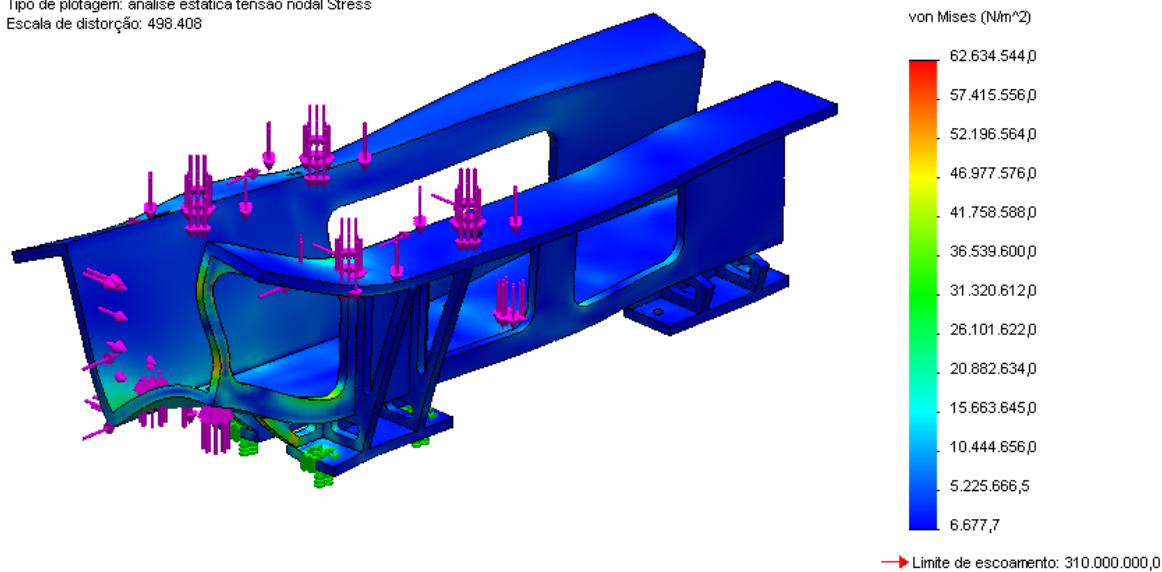


Figura 5.141-Tensão máxima de 62,634 MPa.

Nome do modelo: Viga B2 sem carga
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: análise est tica tensão nodal Stress
Escala de distorção: 642.345

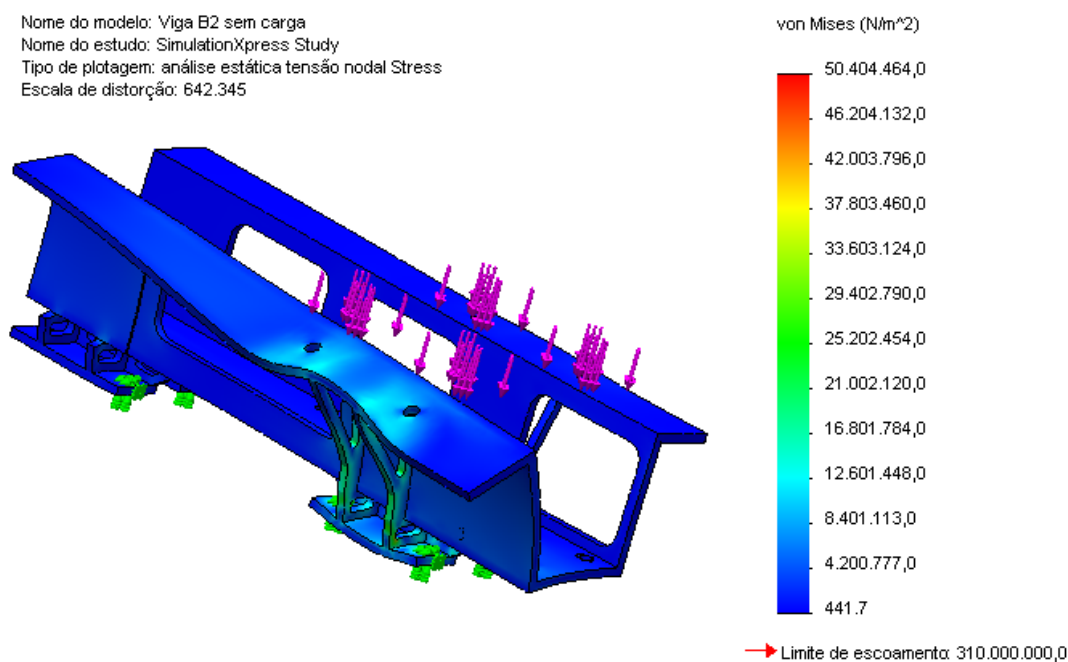


Figura 5.142-Tensão mínima de 50,404 MPa.

Logo, os fatores de segurança encontrados são: Critérios estático = 4,94 e para fadiga GOODMAN =4,844 . Ou seja, tal viga está aprovada.

5.9.5 Viga C1

Critério estático

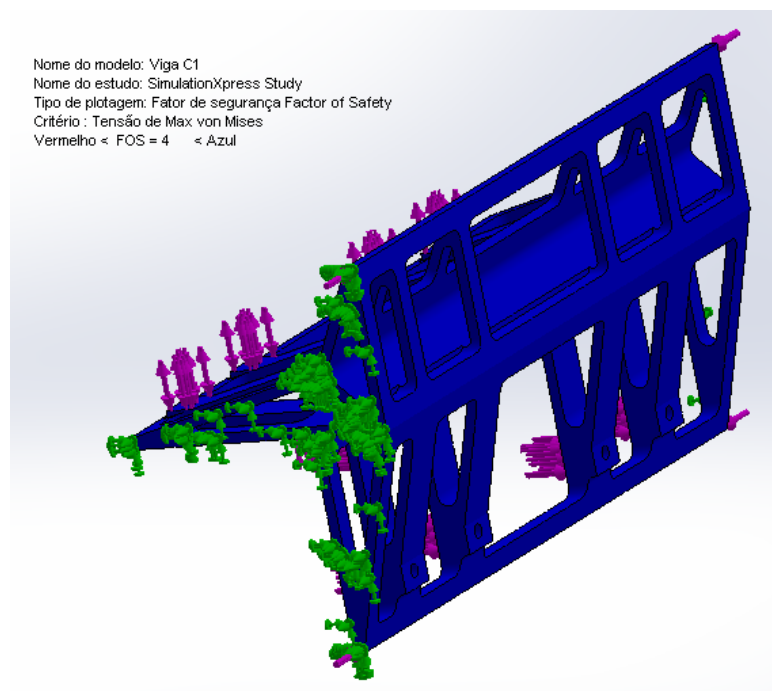


Figura 5.143-Fator de segurança encontrado por simulação superior a 4,2.

Critério de fadiga

Tensão máxima

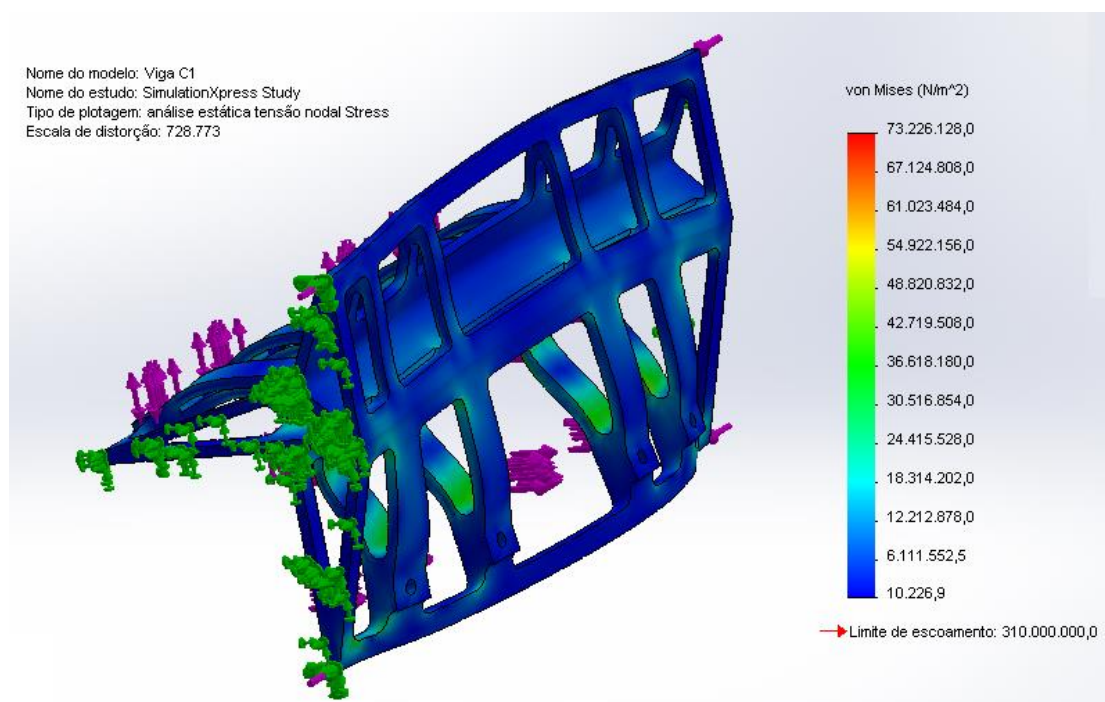


Figura 5.144-Tensão máxima de 73,226 MPa.

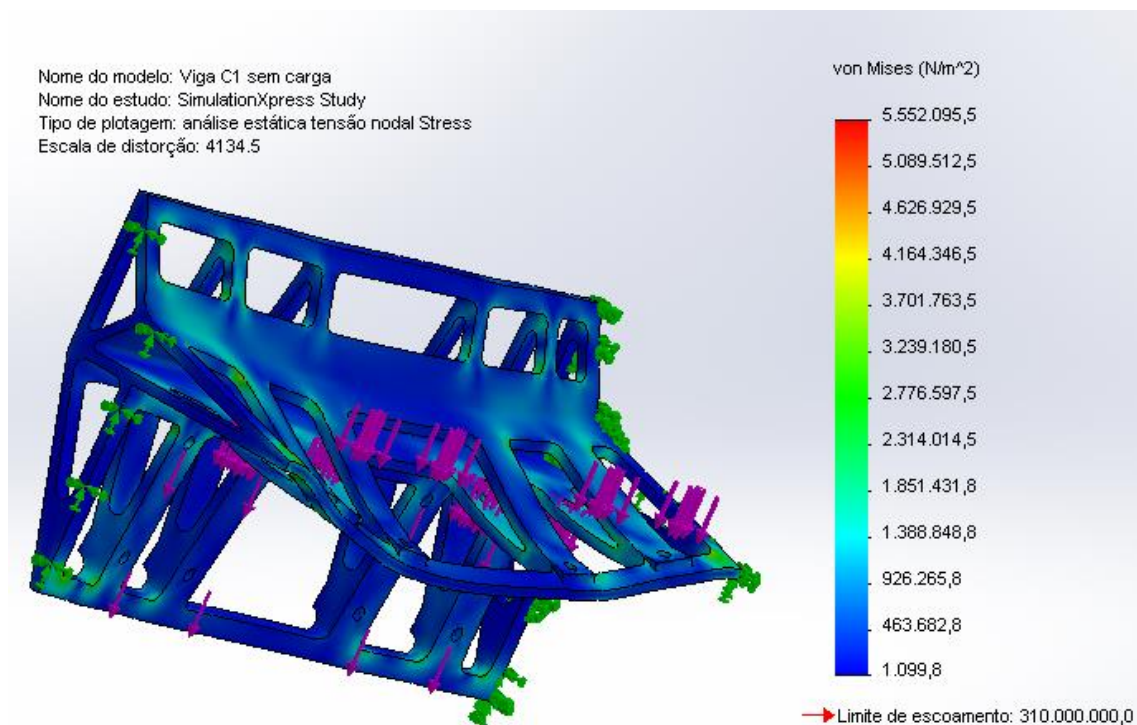


Figura 5.145-Tensão mínima de 5,552 MPa.

Logo, os fatores de segurança encontrados são: Critérios estático = 4,233 e para fadiga GOODMAN =4,133. Ou seja, tal viga está aprovada.

Com os dados de todos os fatores de segurança já calculados e as deflexões máximas encontradas por simulação, confeccionou-se a Tab. (5.14), que relaciona o elemento e os fatores de segurança já calculados. Importante notar que os menores fatores de segurança foram obtidos nesta seção após uma análise mais apurada das tensões, como era esperado.

Tabela 5.14- Elementos projetados e seus fatores de segurança.

Elemento	Máximo cisalhamento	Energia de distorção	GOODMAN	Von MISES-Simulação	GOODMAN-Simulação	Deflexão encontrada [mm]	Deflexão máxima [mm]
Suporte polias fixas	23,12	23,157	7,589	14,3	13,889	.	.
Viga A1	23,121	23,157	3,158	16,2	3,039	0,335	0,71
Viga B1	27,041	29,018	18,72	4,38	4,076	0,114	0,63
Viga B2	71,805	66,143	20,14	4,94	4,844	0,287	0,63
Viga C1	161,816	167,121	22,54	4,23	4,133	0,194	0,71

5.10 PROJETO DAS RODAS DO CARRO.

O dimensionamento das rodas do carro não foi feito de maneira livre. O diâmetro, a largura do boleto útil do trilho e a largura da alma são determinados por norma. Para o dimensionamento final das rodas, utilizou-se a norma [18] (DIN-15049) para dimensionar a altura e a rebarba das rodas que mantêm a mesma sobre os trilhos. A espessura da roda foi calculada na seção 5.7.4.2. Por fim, a largura útil do boleto do trilho foi calculada utilizando-se a norma [04] pela Eq. (316).

$$b_t = l - 2 \cdot r_t \quad (316)$$

Sendo os coeficientes:

b_t = largura útil do boleto do trilho de 45 mm.

l = Largura do trilho de 45 mm.

r_t = Folga lateral de 5mm para cada lado.

A norma [18] define limites de largura útil de boleto em função do diâmetro da roda. Foi utilizada tal norma, e tal largura foi dimensionada em 55 mm. A Norma [04] não foi contrariada e será utilizada no dimensionamento dos trilhos do carro.

A roda foi simulada com esforços que estará submetida: torque de no máximo 4,19 kN·m, força normal de 47,74 kN para o maior esforço devido ao peso, e esforço axial máximo de 1,76 kN devido à movimentação da ponte rolante.

O material da roda é o ferro fundido ASTM-20 de HB 311 e limite de resistência à tração corrigido de 1052 MPa (Hardness conversion chart-SAE B.S. 860/1967). A imagem (5.146) mostra a simulação feita e a imagem (5.147) mostra as dimensões finais das rodas do carro.

Nome do modelo: Roda carro
Nome do estudo: Simulation/press Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério: Tensão de Max: von Mises
Vermelho < FOS = 3 < Azul

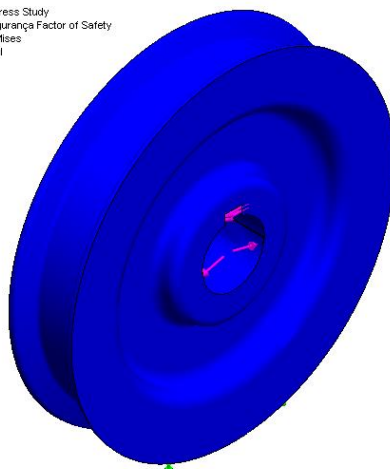


Figura 5.146-Fator de segurança nas rodas do carro maior que 3.

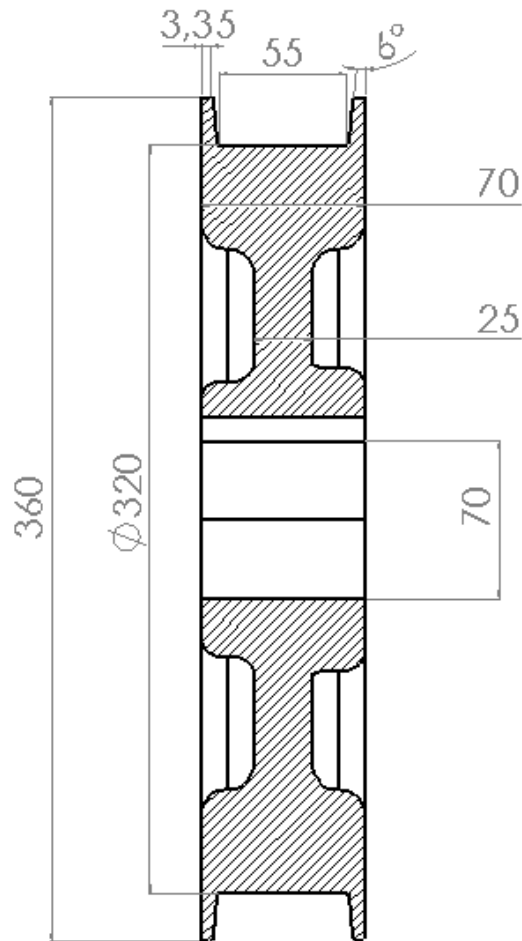


Figura 5.147-Dimensões finais das rodas do carro.

5.11 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO

5.11.1 Parafusos

A seleção dos parafusos dos elementos do carro foi feita utilizando a norma [04]. Segundo a norma, a tensão nos parafusos não deve exceder 65% do limite de resistência ao escoamento do material. Dessa forma, utilizaram-se as Eq. (317) e (318) para a tensão de cisalhamento e tensão normal respectivamente, e a Eq. (319) e critério de Von MISES para compor as tensões em cada parafuso.

$$\tau = \frac{F_c}{A} \quad (317)$$

$$\sigma = \frac{F_n}{A} \quad (318)$$

$$(\sigma^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} = \sigma_m \quad (319)$$

Com os valores do diâmetro dos parafusos de cada componente e os esforços sobre estes, calculou-se as tensões que os parafusos de cada componente estaria sujeito. Com os valores do diâmetro, resistência mínima e o comprimento, selecionaram-se os parafusos para o carro. Para melhor organização, construiu-se a Tab. (5.15).

Tabela 5.15- Dados dos parafusos e seus modelos.

Local de instalação	Diâmetro [mm]	Tensão [MPa]	Resistência mínima [MPa]	Resistência parafuso [MPa]	Comprimento [mm]	Modelo
Mancal-Tambor	24	1,036	1,399	265,39	60	Hulk M360 DT 24 X 100
Mancal-Carro	20	5,605	7,567	227	52	Hulk M360 DT 20 X 90
Freio-Tambor	27	6,729	9,084	284,8	43	Hulk M360 DT 27 X 90
Redutor-Tambor	33	1,278	1,726	896	60	Belenus Sextavado rosca parcial classe 8,8
Redutor-Carro	26	17,355	23,289	.	55	Sob encomenda

Todos os parafusos são de rosca parcial para atender às recomendações da norma 8400 para o esforço de cisalhamento. Todos os modelos podem ser encontrados no mercado nacional com exceção dos parafusos do redutor do carro. Este não pôde ser encontrado. Assim sendo, sugere-se a manufatura sob medida de tais parafusos na empresa Fastpar. Tal parafuso de rosca parcial deve ter comprimento de 55 mm sendo 20 mm sem rosqueamento. O passo de sua rosca deve ser de 1,5mm e a rosca tipo MF (DIN 13.ISO 724/965.1).

5.11.2 Soldas

O cálculo dos cordões de solda foi realizado utilizando as equações já mencionadas na seção 4.9.6.

$$Rd_1 = 0,9A_w(0,6\lambda_y) \quad (61)$$

$$Rd_2 = 0,75A_w(0,6\lambda_w) \quad (62)$$

Sendo:

$$A_w = t \cdot l \quad (63)$$

$$t = \text{espessura efetiva} \quad (64)$$

$$l = \text{comprimento efetivo} \quad (65)$$

$$\lambda_y = \text{Limite de resistência à tração do metal base} \quad (66)$$

$$\lambda_w = \text{Resistência ao escoamento do metal de solda} \quad (67)$$

$$t = \frac{b_1 b_2}{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}} \quad (68)$$

Há três soldas diferentes no carro: entre o suporte das polias fixas e a viga A1, Viga A1 e B1 /B2 e C1 e B1/B2.

Como dito anteriormente, as Eq. (61) e (62) resultam em forças e não tensões, segundo o próprio autor do livro texto [10], para se encontrar a tensão de resistência de cada solda, deve-se dividir as Eq. (61) e (62) pela área da solda ou A_w .

As tensões geradas pelos elementos soldados foram aplicadas nas Eq. (51) e (53) para a composição das tensões. Tais tensões, juntamente com o comprimento total de solda, foram utilizadas para se encontrar a largura de solda b para um fator de segurança de 2,94.

Primeiramente, definiu-se a largura máxima do cordão de solda, levando-se em consideração as restrições geométricas. Em seguida, calculou-se o comprimento de cada solda, sua área, bem como seu momento de inércia e seu momento polar de inércia. O software Solidworks foi utilizado nesta etapa.

Para o cálculo da resistência do cordão de solda, utilizou-se o eletrodo AWS 307-16 para solda em aços, recomendado pela tese de mestrado de Alessandra Gois (Aplicação da técnica da dupla camada na soldagem do aço ABNT 1045-ALESSANDRA GOIS LUCIANO DE AZEVEDO-2002). Tal eletrodo possui limite de resistência ao escoamento de 400 MPa e limite de resistência à tração de 650 MPa.

Com todos os dados em mãos e após os cálculos das tensões geradas pelos elementos, comparou-se com a resistência da solda para verificação quanto à falha. Abaixo estão os dados dos cordões de solda.

Suporte polias fixas e A1

Esforços:

$$N=1,703 \text{ kN}$$

$$M=0,878 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=0,043 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=43,911 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I=13,667\cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$J=18,753\cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$c=0,232 \text{ mm}$$

$$b=\text{Largura do cordão de solda}=20\text{mm}$$

Como são dois materiais diferentes, 1045 do suporte das polias fixas e 4140 da viga A1, duas resistências para o metal base foram calculadas. Os dados de resistência de cada material e tensão necessária foram calculados com o fator de segurança de projeto de 2,94.

$Rd_2 = 180 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de solda

$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de base 1045

$Rd_1(4140) = 885,5 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de base 4140

$\sigma_{misses} = 44,902 \text{ MPa}$ = Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES

A Figura (5.148) mostra as representações da solda na peça.

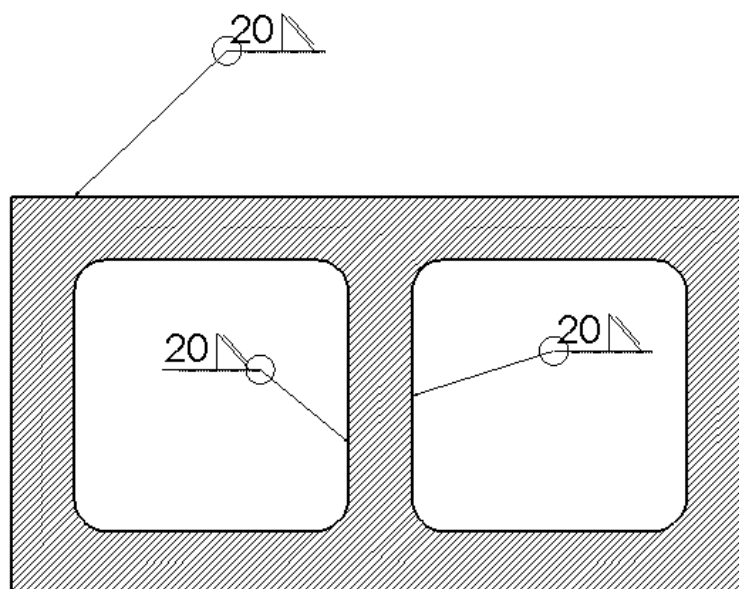


Figura 5.148- Vista superior das soldas nos suportes das polias fixas

A1 e vigas B1 e B2

Esforços:

$N=1,76 \text{ kN}$

$M=0,335 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$T=0,086 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$Q=45,(255) \text{ kN}$

Dados do cordão de solda.

$$I=0,771 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$J=1,537 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$c=0,064 \text{ mm}$$

$$b=\text{Largura do cordão de solda}=20\text{mm}$$

Novamente, são dois materiais diferentes: 1045 das vigas B1/B2 e 4140 da viga A1. Logo, duas resistências para o metal base foram calculadas. Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$$Rd_2 = 180 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de solda}$$

$$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 1045}$$

$$Rd_1(4140) = 885,5 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 4140}$$

$$\sigma_{misses} = 87,201 \text{ MPa} = \text{Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES}$$

A Figura (5.149) apresenta as representações da solda na peça.

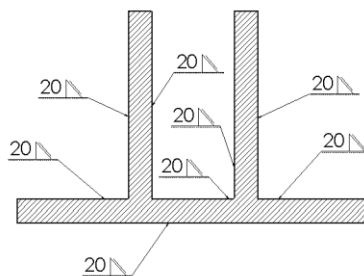


Figura 5.149- Representação das soldas em A1

C1 e vigas B1 e B2

Esforços:

$$N=0,728 \text{ kN}$$

$$M=0,861 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=4,853 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=1,858 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I=4,055 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$J=14,074 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

$$c=0,094 \text{ mm}$$

$$b=\text{Largura do cordão de solda}=20\text{mm}$$

No caso de C1, a resistência do metal base foi calculada somente para o aço 1045 por conta de C1 e ambas as vigas B serem desse material. Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$$R_{d2} = 180 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de solda}$$

$$R_{d1}(1045) = 243 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 1045}$$

$$\sigma_{misses} = 175,55 \text{ MPa} = \text{Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES}$$

A Figura (5.150) apresenta as representações da solda na peça.

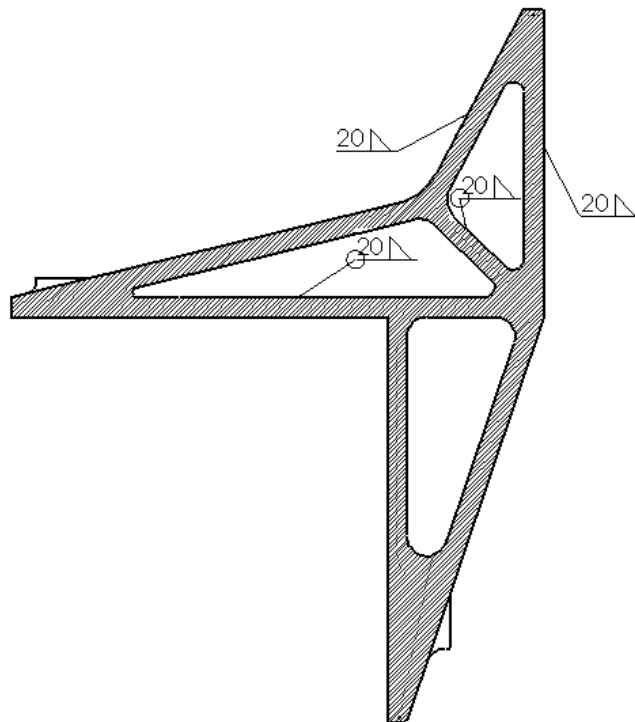


Figura 5.150-Representação das soldas na viga C1

5.12 VERIFICAÇÃO DA POTÊNCIA DOS MOTOREDUTORES SELECIONADOS.

Na seção 5.7.3, estimou-se que o peso total do carro era de 13310 kg. Para verificar se o peso do carro não ficou maior que o estimado, é necessário saber o peso dos elementos que foram adicionados.

Os elementos adicionados foram: dois motoredutores de 185 kg somando 370 kg; duas seções de eixo E_1 de 12,27 kg somando 24,54 kg; uma seção de E_2 de 4,91 kg; duas seções de E_3 de 9,91 kg somando 19,82 kg, quatro acoplamentos de 27 kg somando 108 kg; oito mancais de 4,7 kg somando 37,6 kg ; quatro rodas de 4,33 kg somando 17,32 kg; e por fim, a diferença no peso de C1 de 207 kg. No total, somou-se 789,19 kg ao peso dos elementos iniciais de 12807,24 kg. Logo, o peso total do carro calculado ficou em 13596,43 kg. Com tal peso calculado, pode-se verificar a potência de cada motoredutor de 5,1 kW. Cada motoredutor selecionado possui potência de 5,5 kW. Logo, a aproximação inicial foi boa e os motoredutores foram bem selecionados.

6 PROJETO DA PONTE ROLANTE.

6.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DA PONTE ROLANTE.

As Figuras (6.1), (6.2) e (6.3) mostram um quadro geral para o projeto da ponte rolante.

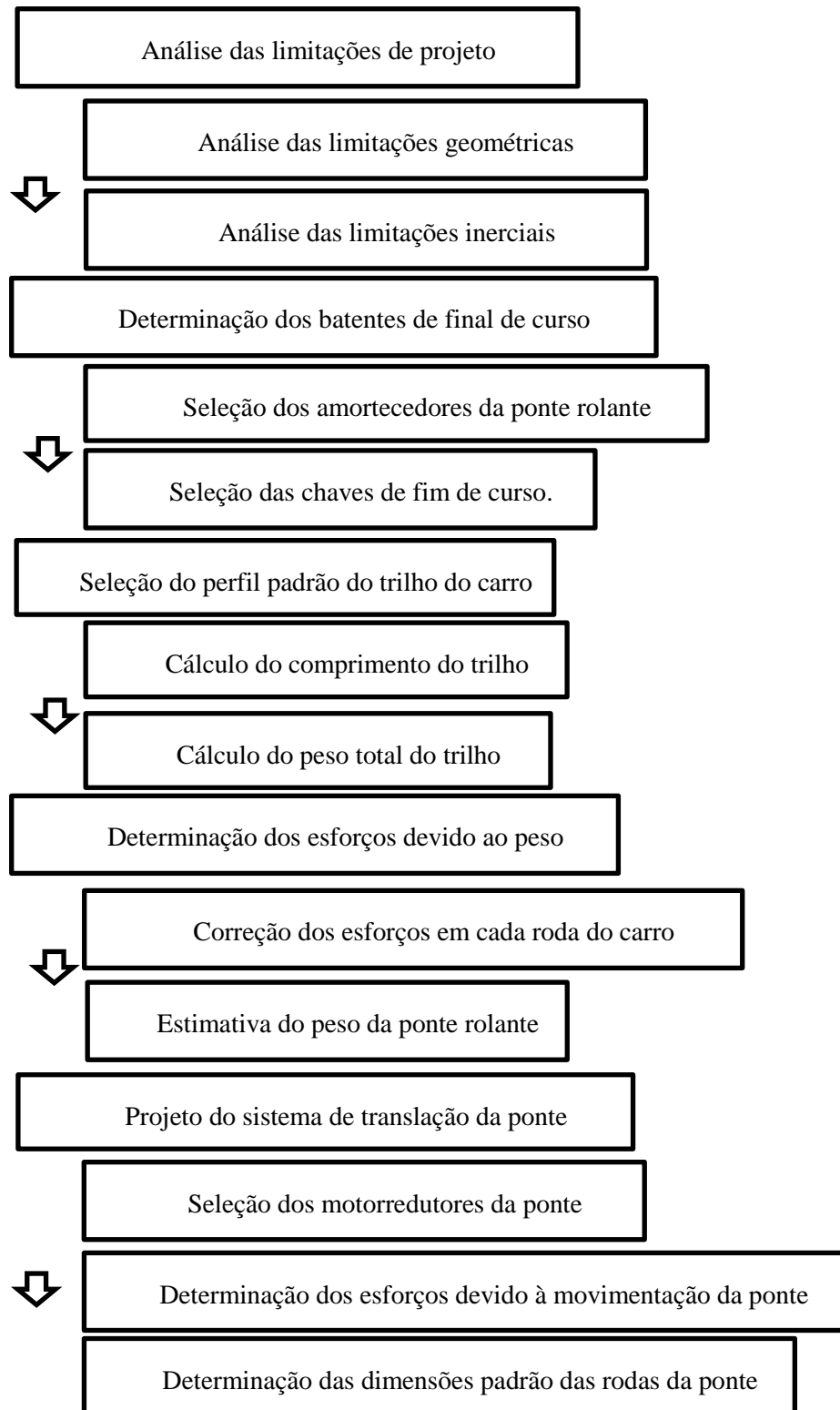


Figura 6.1-Primeiro quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.

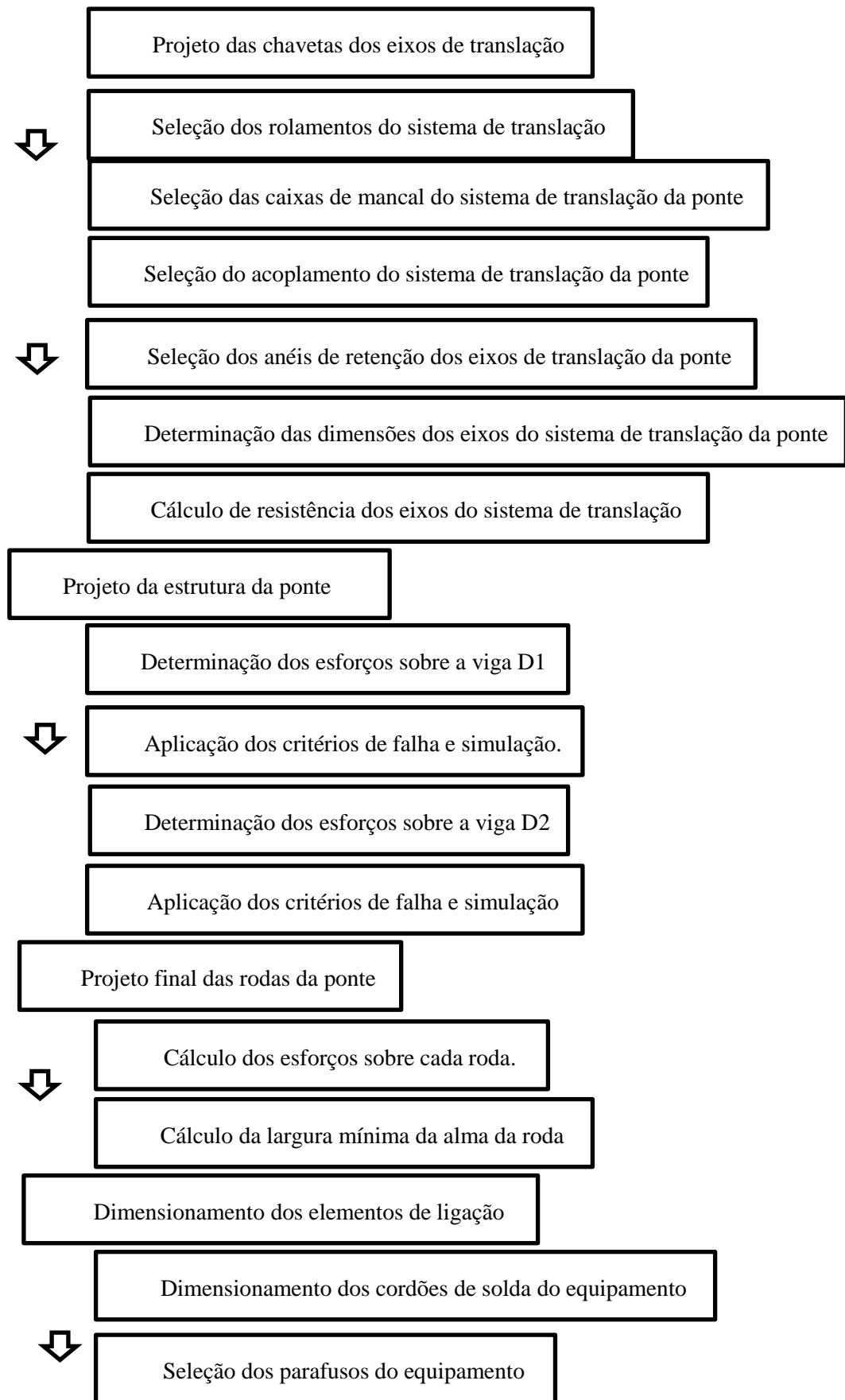


Figura 6.2 - Segundo quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.

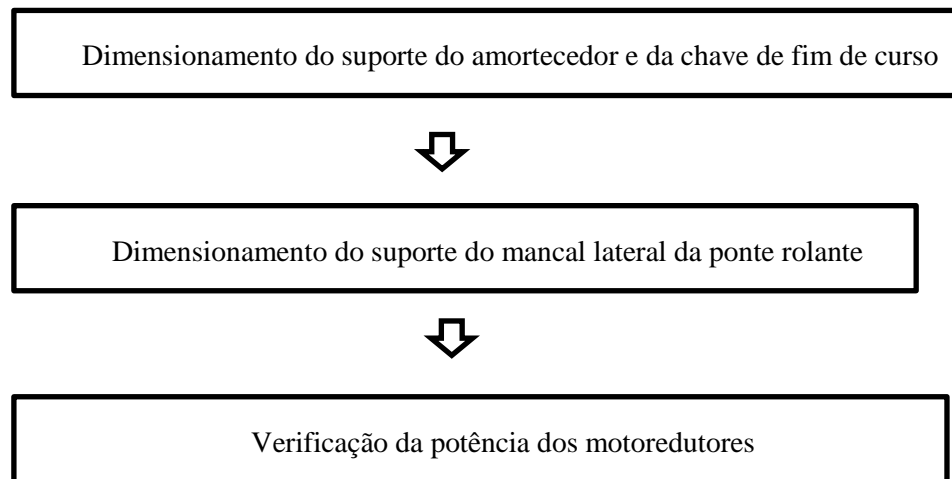


Figura 6.3-Terceiro quadro esquemático parcial do projeto da ponte rolante.

6.1.1 Considerações de projeto da ponte rolante.

Nesta etapa do projeto, tentou-se acelerar o processo de confecção do projeto por meio da experiência adquirida durante esta empreitada. Algumas mudanças na metodologia de projeto foram feitas de maneira a tornar o ato de projetar mais rápido e eficiente. A principal mudança foi a estimativa do peso do equipamento logo no início. Tal estimativa, logo no início, permite que os elementos possam ser dimensionados de maneira direta, e não em um processo iterativo como aconteceu no capítulo 5.

Fazendo-se uma descrição rápida do projeto da ponte, tentou-se ser o mais simples possível. Dessa forma, a ponte foi projetada de maneira a ser simétrica e com o menor número de elementos possível.

O projeto teve início com a seleção do perfil de trilho que se adequasse as rodas do carro. Em seguida, para a determinação do comprimento dos trilhos sobre a ponte, selecionaram-se os amortecedores e as chaves de fim de curso do carro. Após esta breve etapa de selecionamento de componentes, calcularam-se os esforços sobre cada roda do carro, para determinação do par mais solicitado.

Em seguida, o peso da ponte foi estimado utilizando-se como base o peso do carro. Com tais dados, iniciou-se o projeto do sistema de translação da ponte. Selecionaram-se os motoredutores primeiro por serem diretamente ligados à massa total do sistema. Para o projeto dos eixos, primeiro determinara-se os elementos que estão relacionados a estes, para que as medidas dos eixos pudessem ser determinadas de maneira direta.

Após o projeto do sistema de translação da ponte, realizou-se uma análise dos esforços sobre a estrutura da ponte. Tal análise foi feita considerando as posições mais desfavoráveis, com o carregamento máximo e com o movimento mais desfavorável.

Na ponte rolante, os elementos são simétricos. Definiu-se D1 como a viga onde os trilhos do carro são fixados. D1 é montada sobre D2 ao mesmo tempo que os truques e o sistema de translação da ponte estão fixados em D2.

Com os esforços determinados sobre D1 e D2, os critérios de falha para fadiga, os critérios estáticos e a rigidez à flexão foram aplicados. Em seguida, realizaram-se simulações que permitiram aliviar a estrutura e diminuir seu peso.

Com o peso dos principais elementos sobre a estrutura, calcularam-se os esforços sobre cada roda e conseqüentemente a largura da alma desta. Neste ponto, os suportes do amortecedor e do mancal lateral foram projetados, mas devido ao seus altos fatores de segurança estáticos, somente a simulação estática foi utilizada para verificar a resistência destes elementos.

Com todos os elementos da ponte já dimensionados e os esforços conhecidos, calcularam-se os cordões de solda e selecionaram-se os parafusos de toda ponte rolante. Por fim, o peso total da ponte somado ao do carro e à carga total foi utilizado para verificar se a potência dos motorreductores estava correta.

Para a alimentação elétrica da ponte rolante, recomenda-se devido ao menor custo o uso do barramento do fabricante Crane Tech. Tal barramento é um trilho instalado no teto do local de trabalho que permite que os cabos sejam esticados e recolhidos automaticamente com o movimento da ponte rolante.

6.2 SELEÇÃO DO PERFIL DO TRILHO DAS RODAS DO CARRO.

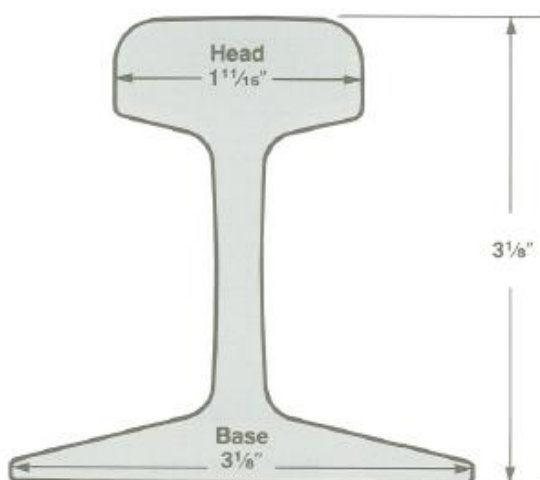
O perfil do trilho das rodas do carro foi selecionado com base na largura útil do boleto das rodas do carro. Anteriormente, tal boleto foi determinado com base no esforço máximo sobre este. Logo, o perfil do trilho pode ser selecionado com base no boleto útil da roda [20](THE CRANE RAIL BOOK-2002 ATLANTIC TRACK &TURNOUT CO.). Segundo a norma [04], a cabeça do trilho deve ser 10 mm menor que o boleto útil da roda utilizada. A roda do carro possui boleto útil de 55mm, logo a cabeça do trilho deve ter aproximadamente 45mm de largura.

Dentre os perfis padrões existentes, o perfil A.S.C.E de 30 lb/yd foi selecionado por ter cabeça de 44,03 mm. Tal perfil pode ser visto na Fig. (6.4).

O material dos trilhos deve ser o mesmo das rodas, a fim de se evitar o desgaste excessivo[19].



Shown Actual Size

**Specifications**

Nominal Weight	30 lbs/yd
Standard Lengths	40' 0" • 30' 0"
Standard Drilling	2" x 4"
Joint Bar Length	16 1/4"
Joint Bar Weight	7.0 lbs/pr
With Hardware	8.5 lbs/pr
Bolt Diameter	5/8"

See quick reference section
for all other dimensions.

Hold-Down Devices

Standard	Single	Double
Hook Bolt	5/8"	—
Clip Number	114	—
Clamp & Filler	F1	F2
Welded Stud	S1	S2
Heavy Duty	Single	Double
Welded Holder	—	—
Welded U-Bar	—	—
Rubber Nose	Single	Double
Welded Clip	91	—
Bolted Clip	31-71	—

Figura 6.4-Perfil padrão de trilho para pontes rolantes 30 lb.

6.3 SELEÇÃO DOS ELEMENTOS DE FINAL DE CURSO.

Os elementos de final de curso são responsáveis pelo desligamento do equipamento e pela contenção do mesmo. Neste projeto, o amortecedor e a chave de fim de curso foram selecionados de maneira a trabalharem em conjunto. No momento em que o equipamento toca o amortecedor, a chave de fim de curso é ativada. Esta impede que operador faça com que o equipamento se mova mais na direção de fim de curso com tração nas rodas do carro, entretanto ainda é possível a movimentação na direção contrária.

6.3.1 Seleção dos amortecedores de final de curso.

Para a seleção dos amortecedores, utilizou-se o método do fabricante de amortecedores de dispositivos de movimentação de carga Magral. Tal método pode ser visto na Fig. (6.5).

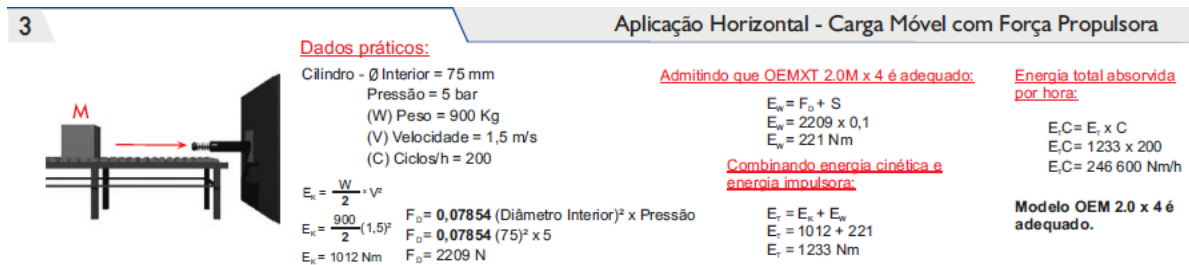


Figura 6.5-Metodo de calculo para seleção dos amortecedores do fabricante Magral amortecedores

Durante o projeto do carro, utilizou-se a velocidade 0,63 m/s para a ponte rolante. Entretanto, tal velocidade e, conseqüentemente, a inércia causada por esta, gerariam esforços que tornariam o equipamento demasiadamente grande. Para resolver tal problema, a velocidade de movimentação da ponte foi reduzida para 0,16 m/s. O peso total do carro com carga máxima é de 13596 kg. Tal peso e a aceleração de 0,064 m/s² foram utilizados para determinar a força propulsora $F_D = 851,84 \text{ N}$, utilizada no método.

O ciclo de movimentação do carro C foi determinado em 90 ciclos por minuto e o curso S do amortecedor estimado em 100 mm. Com tais dados, os fatores abaixo foram determinados:

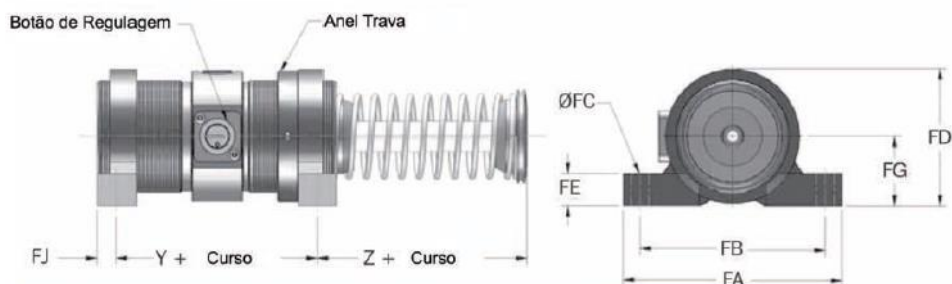
$$E_k = 174,029 \text{ J}$$

$$E_w = F_D \cdot S = 85,184 \text{ J}$$

$$E_t = E_k + E_w = 259,213 \text{ J}$$

$$\text{Energia total por hora- } E_t \cdot C = 22942,08 \text{ J/h}$$

Com tal dado, selecionou-se o modelo OEM 3,0M do tipo sapata. Com curso de 50 mm, comprimento de 131 mm e capacidade de dissipar 37,2 kJ/h. Os dados do modelo selecionado podem ser vistos na Fig. (6.6). Seus dados estão no anexo 23.



Modelo n°	Ref. Modelo	J mm	Y mm	Z mm	FA mm	FB mm	FC mm	FD mm	FE mm	FG mm	FJ mm	FK mm	Peso g
FM M85 x 2	OEM 3.0M	58	81,0	59,0	165,0	139,7	13,5	103,0	25,4	52,3	14,1	28,7	1 984
FM M115 x 2	OEM 4.0M	74	190,5	37,0	203,2	165,0	16,8	149,4	38,0	79,5	16,0	50,8	3 900

Modelo n°	Curso mm	Faixa de Velocidade m/s	E _T Max. Nm/vc	E _T C Max. Nm/vh	F _p Max. Força de Reação N	Força da Mola		F _D Max. Força Propulsora N	Peso kg
						Estendida N	Comprimida N		
OEM 3.0M x 2	50	0,3-4,3	2 300	372 000	67 000	110	200	12 000	7,0
OEM 3.0M x 3.5	90	0,3-4,3	4 000	652 000	67 000	110	200	12 000	9,1
OEM 3.0M x 5	125	0,3-4,3	5 700	933 000	67 000	71	200	12 000	10,9
OEM 3.0M x 6.5	165	0,3-4,3	7 300	1 215 000	67 000	120	330	12 000	13,6
OEM 4.0M x 2	50	0,3-4,3	3 800	1 503 000	111 000	225	290	21 000	15,0
OEM 4.0M x 4	100	0,3-4,3	7 700	1 808 000	111 000	155	290	21 000	18,2
OEM 4.0M x 6	150	0,3-4,3	11 500	2 102 000	111 000	135	310	21 000	20,0
OEM 4.0M x 8	200	0,3-4,3	15 400	2 407 000	111 000	180	355	21 000	30,0
OEM 4.0M x 10	250	0,3-4,3	19 200	2 712 000	111 000	135	355	21 000	33,0

Figura 6.6-Dados do amortecedor selecionado.

6.3.2 Seleção da chave de final de curso.

O modelo selecionado da chave de fim de curso foi escolhido por recomendação do fabricante. O modelo selecionado é o mais utilizado em pontes rolantes de aplicação não siderúrgica. Tal modelo SC1921 do fabricante Eletrosil Indústria Metalúrgica Ltda pode ser visto na Fig. (6.7). Seus dados estão no anexo 24.



Chave SC-1921

Figura 6.7-Chave de fim de curso modelo SC-1921.

6.4 ESTIMATIVA DO PESO DA PONTE ROLANTE.

Para a estimativa do peso da ponte rolante, utilizou-se como referência o peso do carro. Assim, utilizou-se o raciocínio de que o peso da estrutura do carro é proporcional ao peso da estrutura da ponte rolante. Dessa forma, calculou-se o peso do carro carregado de 13597 kg. O peso do carro sem a carga e cabeamento é de 1833 kg. Fazendo proporção simples entre o peso da estrutura do carro e seu peso total com carga, encontra-se o valor de 2118,94 kg para o peso da ponte. Para tornar o peso mais próximo do esperado, somou-se o peso dos trilhos e dos amortecedores, e o resultado foi multiplicado por 1,2 para considerar elementos não contabilizados. Por fim, o peso estimado da ponte ficou em 2662 kg, e o peso total do equipamento carregado em 16258 kg.

Um ponto importante que deve ser lembrado é que o peso dos trilhos foi calculado com base em seu comprimento. Tal comprimento foi determinado fazendo-se a diferença entre o vão do local de 3520 mm menos 200 mm para folga em cada lateral, menos dois amortecedores de 131 mm em cada extremidade do trilho sobre a ponte. Com o comprimento final do trilho de 3058 mm e densidade linear de 30 lb/yd, calculou-se o peso do trilho em 91,02 kg o par.

6.4.1 Correção nos esforços sobre as rodas do carro.

Durante o cálculo do peso final do carro, notou-se que o peso do carro havia aumentado comparado ao calculado na seção 5.7.1, mais precisamente em 6,16 %. Para considerar tal aumento nos esforços, optou-se de maneira conservadora aumentar os esforços calculados na seção 5.7.1 por um fator de 1,062 para incorporar tal aumento.

Este aumento nos esforços pode ser visto na Tab. (6.1).

Tabela 6.1- esforços antigos e esforços corrigidos.

Ponto de aplicação	Valor anterior com carregamento[kN]	Valor corrigido com carregamento[kN]	Valor anterior sem carregamento[kN]	Valor corrigido sem carregamento[kN]
VA	18,3	19,4346	10,33	10,97046
VB	15,13	16,06806	6,17	6,55254
VC	47,74	50,69988	5,17	5,49054
VD	43,19	45,86778	5,28	5,60736

6.5 PROJETO DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DA PONTE ROLANTE.

Os principais elementos do sistema de translação do carro são os eixos. Para determinar suas dimensões e seus esforços, é necessário conhecer de antemão os elementos que ficarão ligados a estes. Assim, primeiro selecionaram-se os elementos que ficarão ligados aos eixos para depois verificar a resistência para o material escolhido.

6.5.1 Seleção dos motoredutores.

Para a seleção dos motoredutores, utilizou-se o método da seção 5.7.3. Dessa forma, determinaram-se os fatores aplicados na seção 5.7.3. Logo, o torque calculado é de 166,48 N·m para movimentação da ponte rolante.

$$w=16258 \text{ kg}$$

$$v= 0,16 \text{ m/s}$$

$$t_a=2,5\text{s}$$

$$\beta=1,2 \text{ – Coeficiente relacionado à inércia}$$

$$\mu_{mec}= 0,91$$

Substituindo na Eq. (308), obtém-se $P_a = 0,215 \text{ kW}$.

O diâmetro selecionado para as rodas da ponte foi de 320 mm. Logo, o valor de $W_t = 8,5$ e a rotação das mesmas para mesma velocidade do carro é de 10 rpm.

Novamente, substituindo na Eq. (309), obtém-se $P_r= 23,749 \text{ kW}$. Utilizando-se a Eq. (310) para a equação de seleção, encontra-se $P=11,98 \text{ kW}$.

Durante a seleção, optou-se pelo uso de quatro motoredutores de parafuso sem fim que somados possuem potência de 12 kW. Tal escolha de projeto foi tomada para diminuir o peso sobre a estrutura e permitir que os esforços ficassem igualmente distribuídos sobre cada roda. O uso do motoredutor parafuso sem fim foi adotado por não necessitar de freio, o que diminuiu a complexidade do projeto e o peso deste.

O modelo selecionado foi o modelo SEW-S87 DRE 100 M4 de potência de 3kW, torque de 2,24 kN·m, rotação de 9,5 rpm, peso de 105 kg e eixo de saída de 60 mm de diâmetro . As Figuras (6.8) e (6.9) mostram o motoredutor selecionado e seu motor elétrico respectivamente. Os demais dados seguem no anexo 25 e 26.



Figura 6.8-Motorreductor da ponte rolante selecionado.

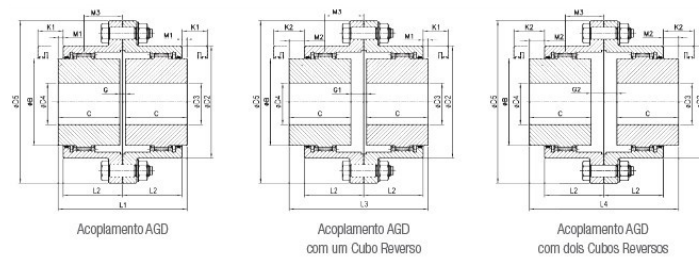


Figura 6.9-Motor do motoredutor da ponte rolante selecionado.

6.5.2 Seleção dos acoplamentos do sistema de translação da ponte.

O sistema de translação da ponte é similar ao sistema de translação do carro, onde há dois motoredutores que giram solidários entre si por meio de um eixo que os conecta. Os acoplamentos foram selecionados para resistir na pior situação possível: quando os motorredutores giram em sentidos contrários, ou seja, devem ter um torque mínimo de resistência de $2,24 \text{ kN}\cdot\text{m}$. O outro fator de seleção foi o diâmetro do eixo de 60 mm. Como no carro, para facilitar a seleção do acoplamento, optou-se por adotar o mesmo diâmetro de eixo para os eixos projetados e para o eixo de saída do motoredutor.

Com estas restrições, o modelo AGD 20 de torque máximo de $5,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$, diâmetro mínimo de 27 mm e diâmetro máximo de 80mm para o eixo de acoplamento, foi selecionado. Seus dados podem ser vistos na Fig. (6.10). Os demais dados seguem no anexo 27.



Dados técnicos			Dados para Instalação e Operação																		
Modelo	Torque Nominal Nm	Rotação máxima rpm	Momento de Inércia - kg·m²	Furo Mínimo (ed1)	Furo Máximo (ed1)	D5	L1	L2	L3	L4	C	øB	D2	G	G1	G2	M1	M2	M3	K1	K2
AGD10	1300	8000	0,005	14	52	116	89	40	96,5	104	43	69	84	3	10,5	18	4,5	12	27	12	19,5
AGD15	2900	6500	0,019	22	65	152	102	46,5	112	122	49,5	86	105	3	13	23	4,5	14,5	31	13	23
AGD20	5100	5600	0,041	27	80	178	127	59	146	165	62	105	127	3	22	41	4,5	23,5	42	17	36
AGD25	10000	5000	0,105	32	98	213	159	75	186	213	77	131	155	5	32	59	4,5	31,5	54	20	47
AGD30	16000	4400	0,195	42	115	240	187	89	220	253	91	152	181	5	38	71	4,5	37,5	64	23	56
AGD35	22100	3900	0,454	47	135	279	219	105	248	277	106,5	178	211	6	35	64	4,5	33,5	71	32	61
AGD40	32100	3600	0,86	47	160	318	247	118,5	285	323	120,5	210	250	6	44	82	5	43	82	34	72
AGD45	45100	3200	1,39	52	180	346	278	134	327	376	135	235	274	8	57	106	5	54	96	42	91
AGD50	62100	2900	2,53	72	195	389	314	152	371	428	153	254	306	8	65	122	5	62	109	42	99
AGD55	84000	2650	3,83	72	215	425	344	167	412	480	168	279	334	8	76	144	5	73	122	45	113
AGD60	115100	2450	5,21	77	235	457	384	186	461	538	188	305	366	8	85	162	6	83	136	60	137
AGD70	174100	2150	11	92	280	527	452	219	553	654	221	356	425	10	111	212	7	108	165	72	173

Dados técnicos		Dados para Instalação e Operação									
Modelo	Tolerância de Alinhamento RADIAL - mm Durante Operação	Tolerância de Alinhamento RADIAL - mm Para Instalação	Tolerância de Alinhamento Angular* para Instalação	Tolerância de Alinhamento Angular* Durante Operação	Torque de aperto dos parafusos - Nm	Número de Parafusos	Massa Kg	Quantidade de graxa - kg			
AGD10	0,6	0,15	0,5°	2°	28	6	4,4	0,03			
AGD15	0,8	0,2	0,5°	2°	28	8	9	0,06			
AGD20	1	0,25	0,5°	2°	97	6	15	0,17			
AGD25	1,2	0,3	0,5°	2°	132	6	27	0,23			
AGD30	1,4	0,35	0,5°	2°	132	8	40	0,34			
AGD35	1,7	0,425	0,5°	2°	244	8	65	0,45			
AGD40	2	0,5	0,5°	2°	244	8	96	0,79			
AGD45	2,1	0,525	0,5°	2°	244	10	131	1,08			
AGD50	2,6	0,625	0,5°	2°	477	8	186	1,89			
AGD55	2,9	0,725	0,5°	2°	477	14	247	1,93			
AGD60	3,2	0,8	0,5°	2°	477	14	299	3,46			
AGD70	3,7	0,925	0,5°	2°	576	16	473	6,33			

* Medir as distâncias entre faces de cubos com intervalos de 90°. A diferença entre a mínima e a máxima medida encontradas não pode ultrapassar os limites de alinhamento angular.

Figura 6.10- Dados técnicos do acoplamento selecionado para a ponte rolante.

6.5.3 Dimensionamento das chavetas do sistema de translação da ponte.

Para o dimensionamento das chavetas, foi novamente aplicada a mesma metodologia de projeto utilizada na seção 4.17. Primeiramente, definem-se as dimensões da chaveta com base na norma [13] e, em seguida, verifica-se a resistência do material pelo método de esmagamento da chaveta.

O diâmetro do eixo é de 60 mm. Logo, segundo a norma [13], as dimensões da chaveta para diâmetro entre 58 e 65 mm são:

$$t_g = \text{espessura da chaveta} = 11 \text{ mm}$$

$$l_g = \text{comprimento da chaveta} = 62 \text{ mm}$$

Selecionou-se o aço 1020 como material das chavetas. Tal material possui limite de resistência $S_y = 210 \text{ MPa}$.

A profundidade do rasgo da chaveta no eixo é de 7 mm com largura de 18 mm. O comprimento da chaveta é de 62 mm para que somente um modelo seja fabricado, já que este é o comprimento da chaveta do eixo do motorreductor. Assim, o fator de segurança da chaveta encontrado foi de 1,92.

6.5.4 Determinação dos esforços nos eixos devido à movimentação do carro.

A movimentação da ponte rolante é apenas em uma direção. Entretanto, suas rodas sofrem esforços devido à movimentação perpendicular do carro. O carro possui distribuição de peso de forma assimétrica. Para determinar o esforço máximo causado pela movimentação do carro, construiu-se a Tab. (6.2), que relaciona cada elemento do carro com o esforço gerado pelo mesmo devido à inércia na direção X.

Tabela 6.2- sobre a ponte devido a movimentação do carro.

Elemento	Massa[kg]	Peso [kN]	$a_x=0,064\text{m/s}^2$ [kN]
Mancal sistema de içamento	3,1	0,03	0,001
ST	1763	17,289	0,112
SP	8813	86,426	0,564
Freio sistema de içamento	258	2,530	0,016
Acoplamento sistema de içamento	13,8	0,135	0,001
Eixo sistema de içamento	105	1,029	0,001
Tambor de enrolamento	324	3,177	0,020
Polias fixas	24,5	0,240	0,001
Eixo polias fixas	19,56	0,191	0,001
Suporte polias fixas	76,383	0,749	0,004
Viga A1	124,391	1,219	0,008
Viga B1	371,94	3,647	0,023
Viga B2	223,64	2,193	0,014
Motorreductor sistema de içamento	435	4,265	0,027
Motorreductor carro	185	1,814	0,011
E1	12,27	0,120	0,001
E2	4,91	0,048	0,001
E3	9,91	0,097	0,001
Acoplamento carro	27	0,264	0,002
Viga C1	278	2,725	0,017
Rodas carro	4,33	0,042	0,002
Mancal carro	4,7	0,046	0,001

Com todos estes esforços devido à movimentação do carro, pôde-se construir o diagrama de corpo livre da Fig. (6.11) para os esforços em cada roda na direção do movimento.

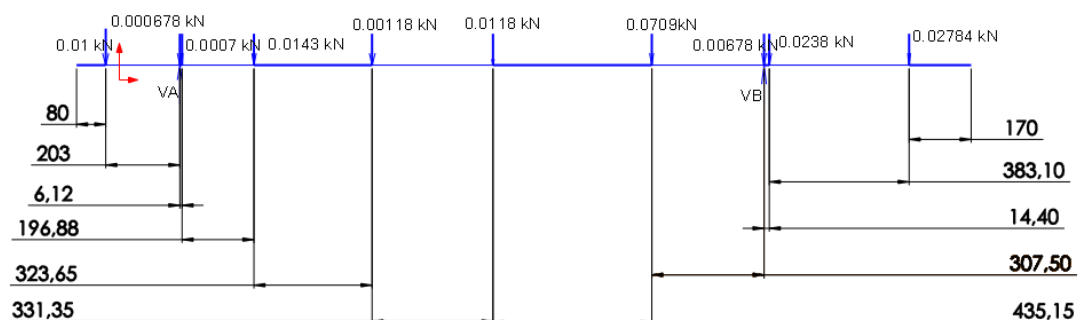


Figura 6.11-Diagrama de corpo livre para as reações em cada roda na direção dos trilhos da ponte rolante.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 0,12 \text{ kN}$$

$$V_B = 0,15 \text{ kN}$$

Logo, a maior reação nos eixos causada pela inércia do carro sobre a ponte tem 0,15 kN.

6.5.5 Seleção dos rolamentos e das caixas de rolamento.

Nos truques da ponte, cada roda possui dois rolamentos acoplados de cada lado desta. Cada roda está sujeita a $\frac{1}{4}$ do peso da ponte de 2662 kg, o que é 6,53 kN, somado aos esforços combinados na roda mais solicitada do carro de 50,7 kN e 0,043 kN. Logo, cada mancal deve resistir a no mínimo 28,61 kN. Para tal esforço e diâmetro do eixo de 60 mm, selecionou-se o rolamento SKF 2313 de capacidade de 95,6 kN. Em conjunto com a seleção deste rolamento, também se selecionou a caixa de mancal SKF SE 513 611 de capacidade de carga de 170 kN. Tais elementos selecionados podem ser visualizados nas Fig. (6.12) e (6.13).

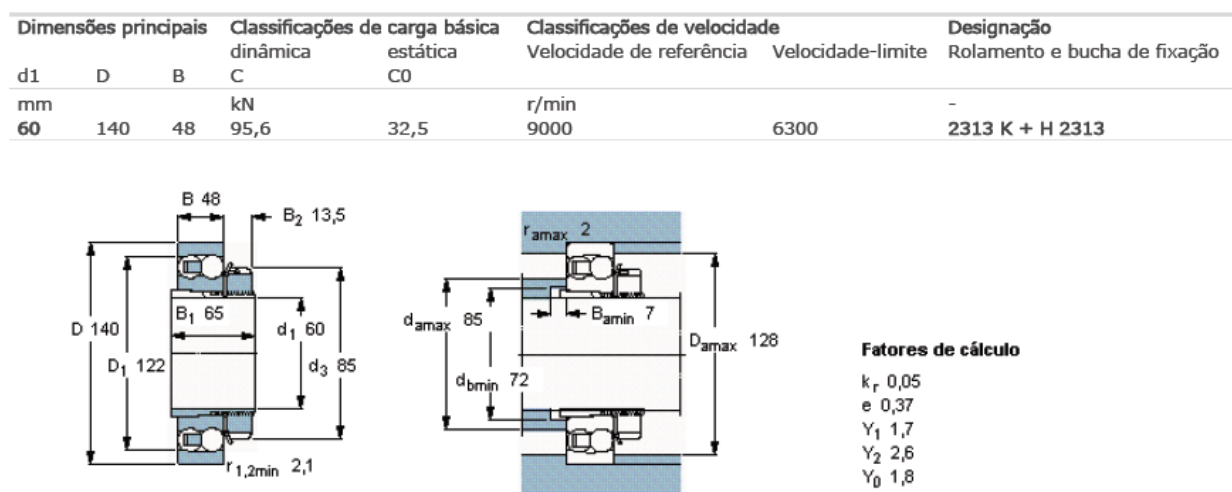


Figura 6.12-Rolamento selecionado para a ponte rolante.

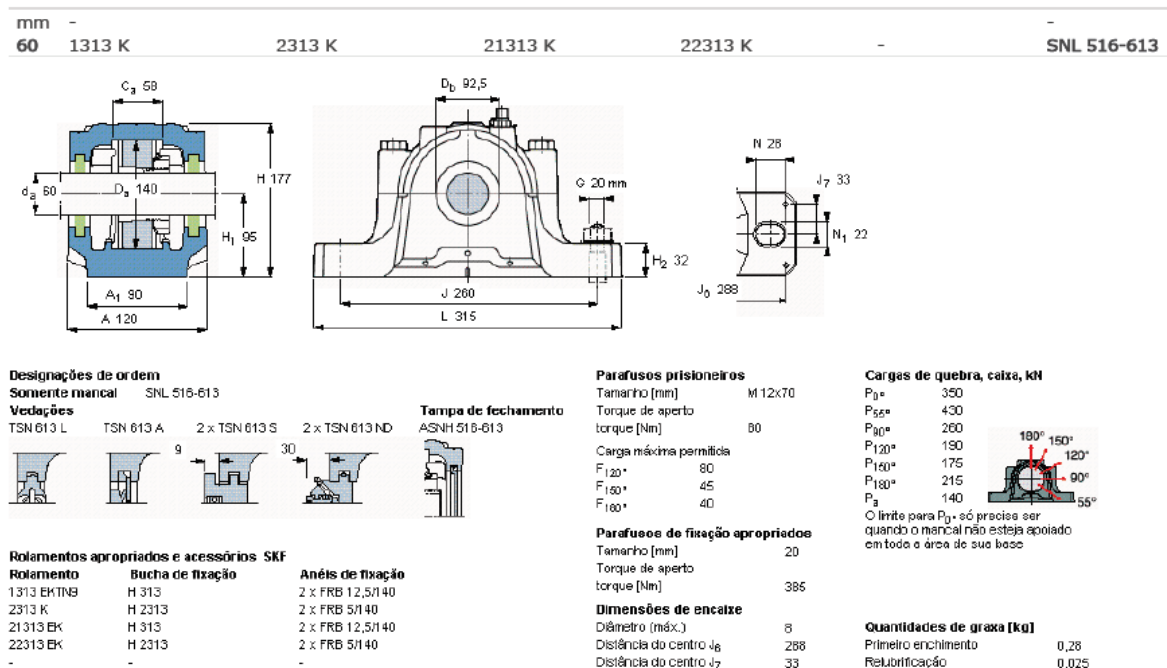


Figura 6.13-Caixa de mancal selecionada para a ponte rolante.

Como realizado na seção 4.14, utilizou-se a Eq. (187) para se encontrar a vida estimada dos rolamentos. Os rolamentos possuem carga de 28,61 kN \cdot 2,94=84,11 kN. Para tal carga e rotação de 10 rpm, a vida esperada é de $6,63 \cdot 10^3$ horas de serviço.

6.5.6 Dimensionamento preliminar das rodas da ponte rolante.

As rodas da ponte possuem quase todas as dimensões determinadas pela norma [18]. A única dimensão que esta norma não discorre é sobre a largura da alma da roda. Tal largura é a única dimensão que [04] regulamenta. Para o projeto dos eixos do sistema de translação nesta etapa, não é necessário se conhecer a largura da alma da roda, as demais dimensões dadas pela [18] bastam. Dessa forma, utilizaram-se as dimensões máximas para o diâmetro de 320 mm da roda. Tais dimensões fizeram com que a roda possuísse largura de 100 mm. As demais dimensões da roda podem ser vistas na Fig. (6.14).

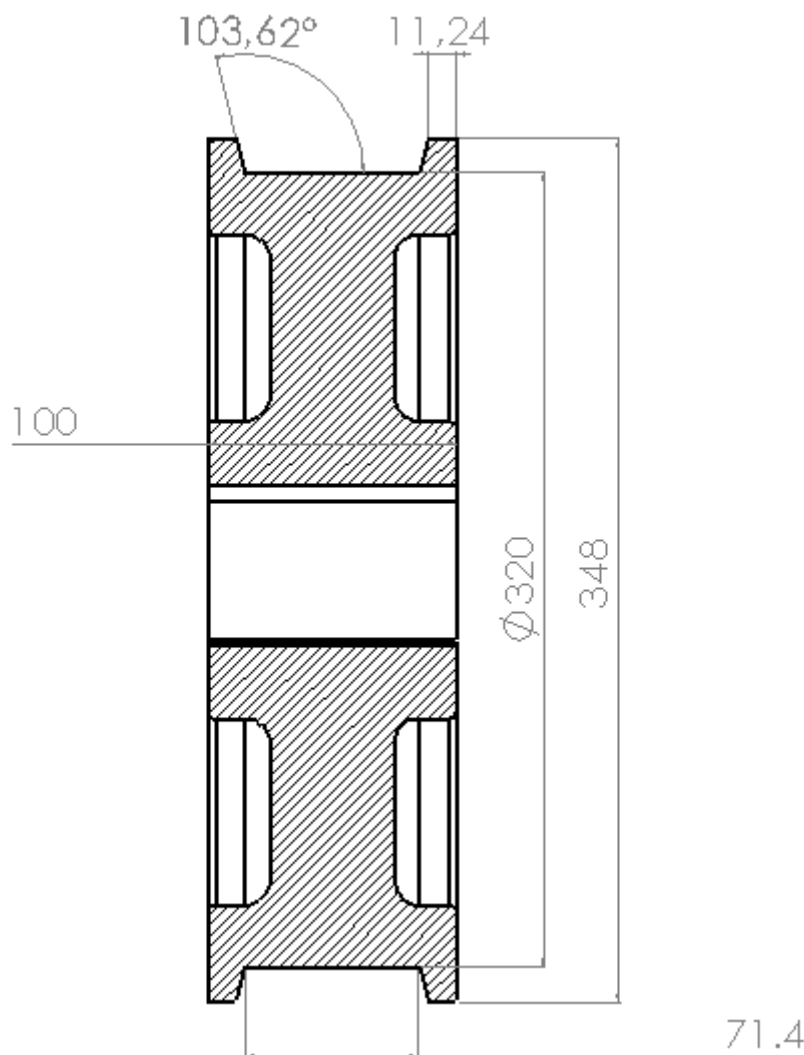


Figura 6.14- Vista em corte da roda da ponte rolante com as dimensões determinadas por norma.

6.5.7 Seleção dos anéis de retenção.

A seleção dos anéis de retenção leva em conta basicamente dois quesitos: a força axial máxima que este deve suportar e o diâmetro do eixo de instalação. Para tais parâmetros, utilizou-se novamente a norma [12] para o esforço de 0,15 kN calculado na seção 6.5.4 e o diâmetro do eixo de 60 mm.

Utilizando-se a norma [12], selecionou-se o modelo A60 com diâmetro interno de 57 mm, largura de 2,15 mm e capacidade de 46,6 kN, como pode ser visto na Fig. (6.15) .


Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger										10		
A 57 – A 152 / DIN 471												
Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d ₂ *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	K kN · mm	n _{abl.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
54,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	43,7	70,90	2,5	11,40	262,0	128,00	8	ZGA-3
55,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	44,3	71,10	2,5	11,50	266,0	129,00	8	ZGA-3
57,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	46,0	69,20	2,5	11,30	276,0	126,00	8	ZGA-3
59,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	47,5	69,30	2,5	11,40	285,0	126,00	7	ZGA-3
60,0	−0,30	2,15	1,50	4,5	48,3	70,20	2,5	11,60	290,0	126,00	7	ZGA-3
62,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	49,8	135,00	2,5	22,70	299,0	245,00	7,0	ZGA-3
64,0	−0,30	2,65	1,50	4,5	51,3	136,00	2,5	23,00	308,0	245,00	7,0	ZGA-3

Figura 6.15-Norma [12] e o modelo A60.

6.5.8 Projeto do eixo P1

O eixo P1 é o eixo que fica no truque, ou seja, é o eixo que está fixado nas rodas da ponte e, consequentemente, é o eixo mais solicitado. Com as dimensões dos elementos seleccionados nas seções 6.5.1 a 6.5.7, chegou-se a seguinte geometria de tal eixo que pode ser vista na Fig. (6.16). As subseções a seguir irão se encarregar do projeto de P1.

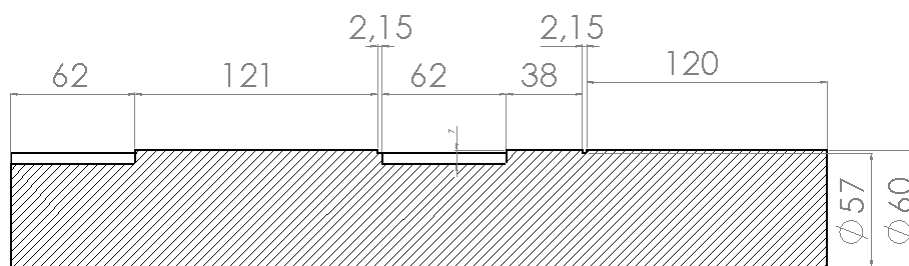


Figura 6.16-Vista em corte do eixo P1.

6.5.8.1 Determinação dos esforços no eixo P1.

Para a determinação dos esforços sobre o eixo P1, primeiramente definiu-se quais esforços são atuantes neste. Basicamente os esforços atuantes em P1 são: 0,15 kN na direção axial devido à inércia do carro; 0,043 kN na direção radial horizontal devido à inércia da ponte rolante; 57,226 kN na direção radial vertical devido ao peso da ponte somado ao peso do carro e da carga; e por fim, o torque máximo do motoredutor de 2,24 kN·m. O diagrama de corpo livre para a situação de máximo carregamento pode se visto na Fig. (6.17).

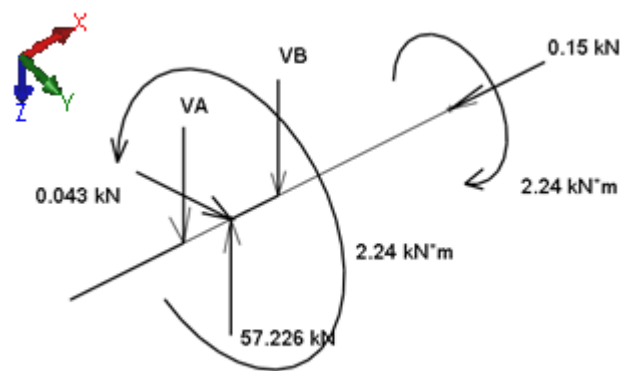


Figura 6.17-Diagrama de corpo livre de P1.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 28,61 \text{ kN}$$

$$V_B = 28,61 \text{ kN}$$

$$T = 2,24 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$N = 0,15 \text{ kN}$$

Como se trata de um eixo, os esforços radiais foram compostos para se encontrar o esforço resultante. Os esforços internos máximos podem ser vistos abaixo, e os diagramas destes gerados pelo software encontram-se no anexo 28.

$$N = \text{Esforço normal} = 0,15 \text{ kN}$$

$$M = \text{Momento fletor} = 1,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 2,24 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$Q = \text{Momento cortante} = 28,61 \text{ kN}$$

Sem carregamento

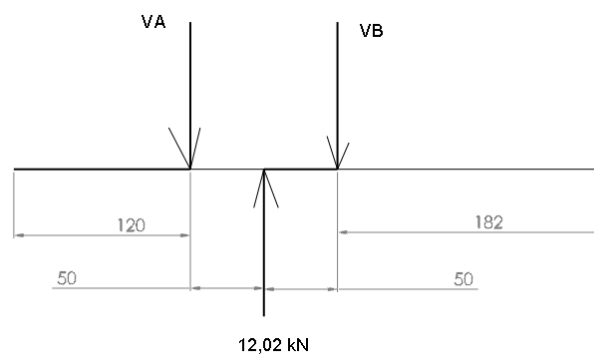


Figura 6.18-Diagrama de corpo livre de P1 sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A=6,01 \text{ kN}$$

$$V_B=6,01 \text{ kN}$$

Os esforços internos para ambas as situações de carga e sem carga estão no anexo 28. Com tais esforços internos para o caso sem carregamento, têm-se os coeficientes:

$$N=\text{Esforço normal}=0$$

$$M=\text{Momento fletor}=0,313 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=\text{Torque}=0$$

$$Q=\text{Momento cortante}=6,01 \text{ kN}$$

Utilizando-se a mesma metodologia de projeto utilizada anteriormente, encontraram-se os fatores de área com base no menor diâmetro de P1 de 57 mm. Logo, seus fatores de área são:

$$I=5734,08 \text{ mm}^4$$

$$J=17574,06 \text{ mm}^4$$

$$C=0,034 \text{ m}$$

$$A=0,074 \text{ m}^2$$

6.5.8.2 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto de P1, foi utilizado o mesmo programa escrito em Matlab. Dessa forma, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163 [11]: $M_m=0,907 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=0,5933 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=1,12 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0$; $\sigma_A=7,667 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=11,701 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=0$; $\tau_m=4,716 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=7,657 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=14,27 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,48$; $K_b=2,27$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=243,145 \text{ MPa}$; GOODMAN=17,39.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 17,39 para critério de GOODMAN. O fator de segurança ficou grande por conta do diâmetro alto do eixo do motoredutor.

6.5.8.3 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para P1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=29,128 \text{ kN/m}^2$; $\tau=387,05 \text{ kN/m}^2$; $O_c=14,564 \text{ kN/m}^2$; $r_h=387,06 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=3,885 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-3,856 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento $=75,57$; Energia de distorção $=87,26$.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 75,57 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis, e de 87,26 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente, os fatores de segurança estão altos porque o diâmetro do eixo é alto.

6.5.8.4 Critério de falha para deflexão.

Os critérios de falha aplicados à P1 foram os mesmos utilizados na seção 5.7.5.1. Com tais equações, chegou-se a um diâmetro mínimo de 20 mm para o fator de segurança de 2,94. Logo, a deflexão não é um problema para este eixo.

6.5.8.5 Critério de falha quanto à velocidade crítica.

Realizou-se a verificação da velocidade crítica para o eixo P1 por meio das equações apresentadas na seção 4.10.4. Encontrou-se a velocidade de $9,12 \cdot 10^4 \text{ rpm}$. Logo, a velocidade de rotação deste eixo não é um problema.

6.5.9 Projeto do eixo P2

Para o projeto de P2, primeiramente determinaram-se suas dimensões de maneira similar à feita com P1. Dessa forma, determinou-se a distância entre cada roda da ponte rolante, para em seguida, montar-se a Fig. (6.19) do sistema de translação da ponte.

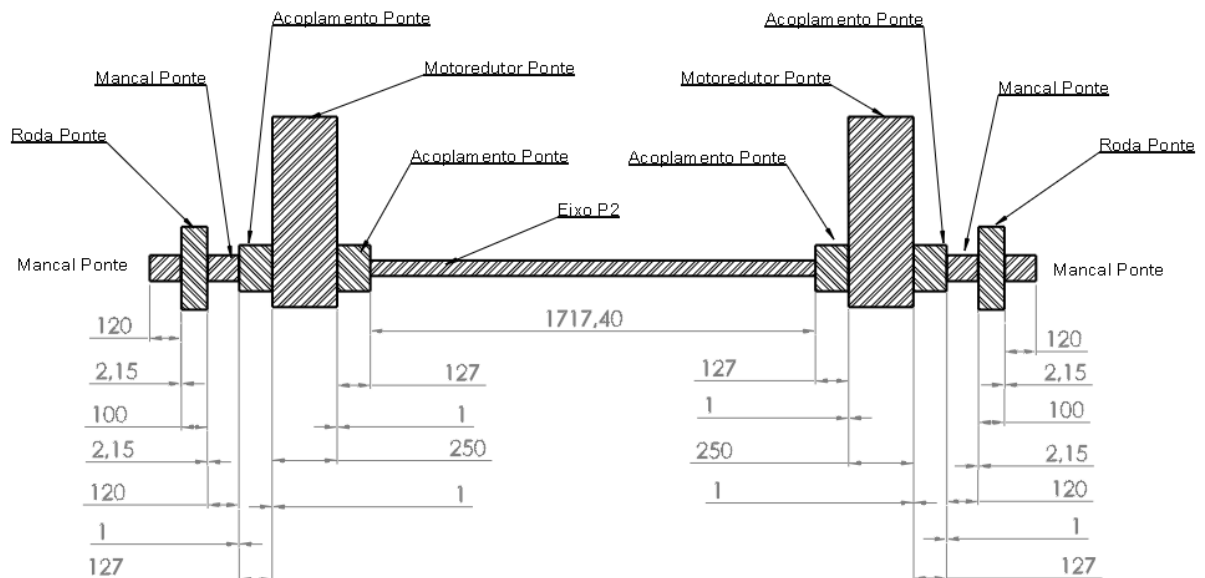


Figura 6.19-Representação com cotas do sistema de translação da ponte rolante.

Com tal esquema do sistema de translação do carro montado, calculou-se o comprimento de P2 em 1841,4 mm. Novamente, o diâmetro e as dimensões das chavetas foram determinados pelos motoredutores. As subseções a seguir irão se encarregar do projeto de P2.

6.5.9.1 Determinação dos esforços no eixo P2.

Diferentemente de P1, o principal esforço sobre P2 é o torque que este sofre. Projetou-se tal eixo para resistir à pior situação de cada motoredutor girando em um sentido. O diagrama de corpo livre deste segue abaixo na Fig. (6.20).

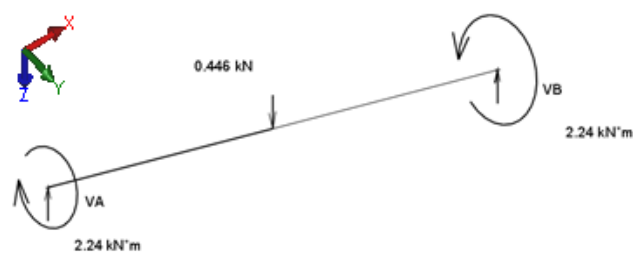


Figura 6.20-Diagrama de corpo livre de P2.

O esforço de 0,446 deve-se ao peso do eixo.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 0,22 \text{ kN}$$

$$V_B = 0,22 \text{ kN}$$

$$T = 2,24 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Novamente, utilizou-se o software Mdsolids para calcular os esforços internos. Os diagramas gerados seguem no anexo 29 e os valores dos esforços seguem abaixo.

$$M=0,205 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$N=0$$

$$T=2,24 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=0$$

Sem carregamento.

A situação sem carregamento para P2 mostrou-se muito simples para que fosse necessária a construção de um diagrama de corpo livre. Neste estado, o momento fletor gerado pelo próprio peso do eixo se mantém igual à situação de carregamento total, mas os valores do torque e da força normal são iguais a zero. O valor do esforço cortante é igual a 0,165 kN.

Utilizando-se a mesma metodologia de projeto utilizada anteriormente, encontraram-se os fatores de área com base no menor diâmetro de P2, igual ao de P1 de 57 mm. Logo, seus fatores de área são iguais.

6.5.9.2 Critério de falha para vida em fadiga.

No projeto de P2, foi utilizado novamente o mesmo programa escrito em Matlab. Dessa forma, serão novamente apresentados os coeficientes gerados pelo programa.

O material utilizado foi o aço 1045 tal como forjado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinell de 163 [11]: $M_m=0,205 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=0$; $T_m=1,12 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0$; $\sigma_a=0$; $\sigma_m=2,649 \text{ kN/m}^2$; $\tau_a=0$; $\tau_m=4,716 \text{ kN/m}^2$; $\sigma'_a=0$; $\sigma'_m=8,587 \text{ MPa}$; $S'_e=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,48$; $K_b=2,27$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=243,145 \text{ MPa}$; GOODMAN=68,125.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 68,13 para critério de GOODMAN. O fator de segurança ficou grande por conta do diâmetro do eixo do motoredutor.

6.5.9.3 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para $P2$, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=1,212$ kN/m²; $\tau=34,451$ kN/m²; $O_c=0,606$ kN/m²; $r_h=34,45$ kN/m²; $\sigma_1=0,035$ MPa; $\sigma_2=-0,034$ MPa; Máximo cisalhamento =84,89; Energia de distorção=98,02.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 84,89 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 98,02 para energia de distorção para materiais dúcteis. Novamente, os fatores de segurança estão altos porque o diâmetro do eixo é alto.

6.5.9.4 Critério de falha para deflexão.

Os critérios de falha aplicados para $P2$ foram os mesmos utilizados na seção 5.7.5.1. Assim, fez-se uso da Eq. (311). Com tal equação, chegou-se a um diâmetro mínimo de 68.3 mm para o fator de segurança de 2,94. Logo, deflexão é o principal problema deste eixo, e este falha neste quesito. Para solucionar tal problema, acrescentou-se no projeto um rolamento e uma caixa de mancal bem no meio de tal eixo. Com tal mudança, o diâmetro mínimo caiu para 44,7 mm. Logo, o problema de deflexão excessiva foi solucionado.

6.5.9.5 Critério de falha quanto à velocidade crítica.

Realizou-se a verificação da velocidade crítica para o eixo $P2$ com as equações utilizadas na seção 4.10.4. Com tais equações, encontrou-se a velocidade de $2,926 \cdot 10^2$ rpm. Este foi o eixo de menor velocidade crítica no projeto. Tal velocidade crítica baixa comparada com outros eixos se deve ao seu longo comprimento, o que já era esperado. Entretanto, este não falha para tal critério.

6.6 PROJETO DA VIGA D1.

No projeto da viga $D1$, utilizou-se a mesma metodologia utilizada nas vigas do carro. Primeiramente, montou-se uma tabela com todos os elementos com relação com a viga $D1$. Tal tabela possui para cada elemento a massa, o peso e a força gerada por sua inércia devido aos diversos

movimentos do equipamento. Com tais esforços, montou-se um diagrama de corpo livre e partiu-se para o cálculo dos esforços internos e consequentemente para os critérios de falha.

A Tabela (6.3) mostra todos os elementos conhecidos sobre D1.

Tabela 6.3- Elementos sobre D1.

Elemento	Massa [kg]	Peso [kN]	$ax=0,064m/s^2[kN]$
P1	12,3	0,120	0,001
P2	40,85	0,403	0,001
Trilho ponte	45,51	0,446	0,003
Amortecedores carro	1,984	0,019	0,001
Motoredutores ponte	105	1,029	0,007
Acoplamento ponte	15	0,147	0,001
Mancal ponte	2,7	0,026	0,001

Determinaram-se as dimensões de D1 com base na largura mínima para fixação do trilho por meio dos grampos, e na altura mínima para a fixação dos motoredutores em sua lateral. Na Figura (6.21), é possível ver a largura mínima determinada pelos cliques de fixação dos trilhos.

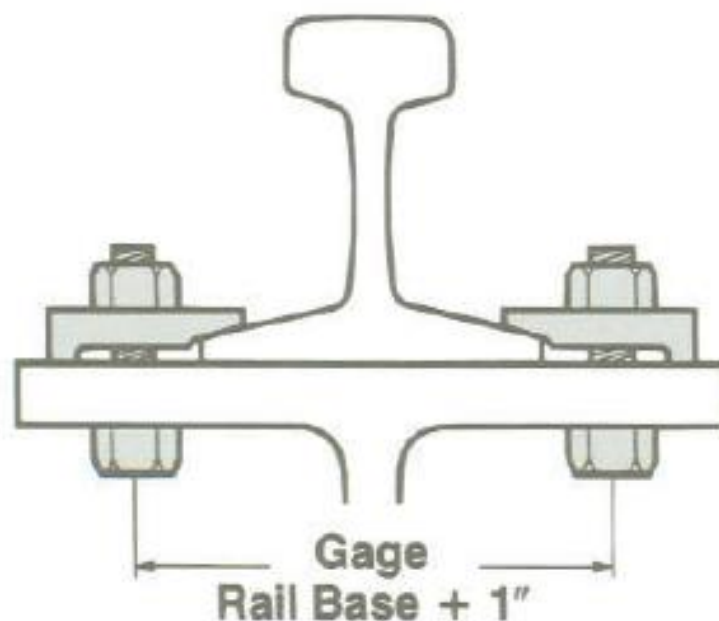


Figura 6.21-Distância entre os furos de fixação dos grampos do trilho- [19]

Logo, a largura mínima de D1 deveria ser de 140 mm aproximadamente, já considerando a largura do trilho de 80 mm, mais 25,4 mm dos cliques, e mais duas vezes o diâmetro dos furos dos parafusos, medida utilizada em boas práticas de projeto. Entretanto, optou-se pela largura de 348 mm para atender à necessidade de rigidez do projeto.

6.6.1 Determinação dos esforços sobre D1

As reações devido aos motoredutores na lateral de D1 foram decompostas em suas componentes para facilitar a seleção dos parafusos utilizados nestes. Por fim, com tais dados, construiu-se o diagrama de corpo livre de D1 mostrado na Fig. (6.22).

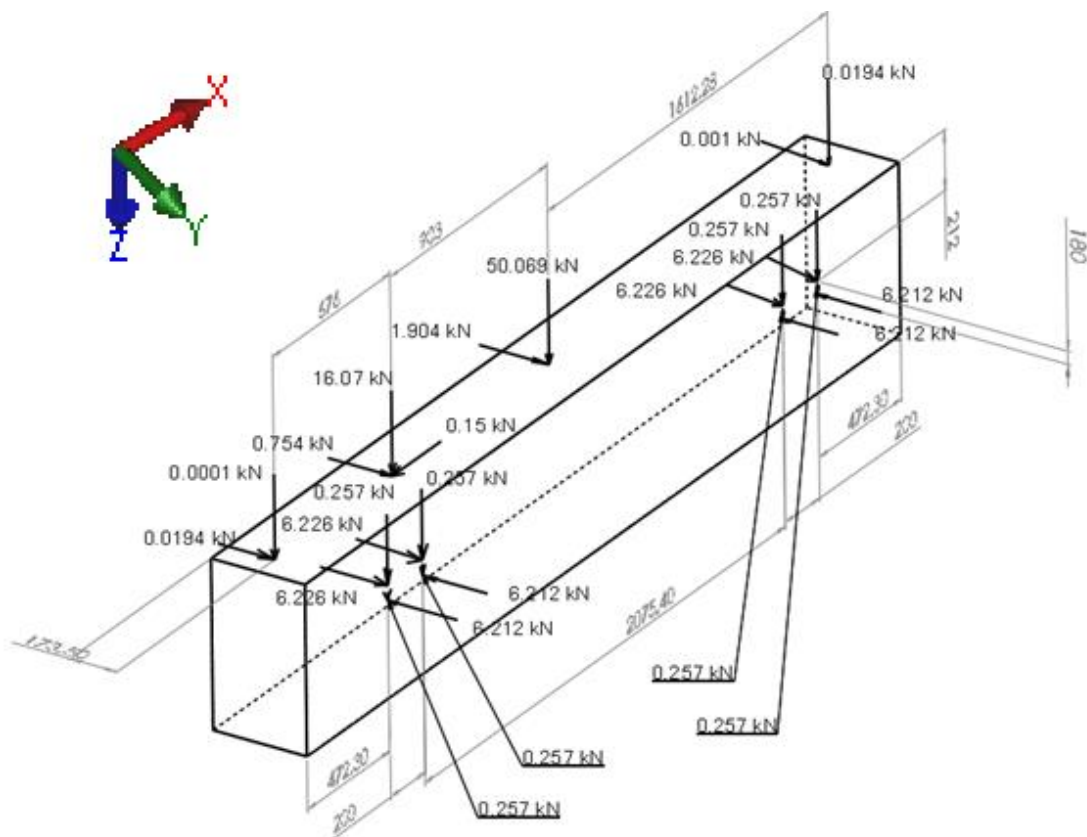


Figura 6.22-Diagrama de corpo livre da viga D1 com carregamento máximo.

No projeto da viga D1, verificaram-se duas situações. A situação do carro com a roda mais solicitada no meio de D1, com movimentação máxima e carga máxima, de maneira a gerar o maior momento fletor na estrutura. A segunda situação é para o momento cortante máximo, quando o carro está com a roda mais solicitada no final do curso do trilho. Cada situação representa uma seção da viga D1. A primeira e de maior seção encontra-se no centro de D1, e a segunda de menor seção encontra-se nas extremidades de D1.

Construíram-se os diagramas para a seção central, por esta ser mais crítica. Mas os esforços de ambos os casos estão nesta seção: da seção central como V_A e V_B e das extremidades como V_A' e V_B' .

Plano ZX.

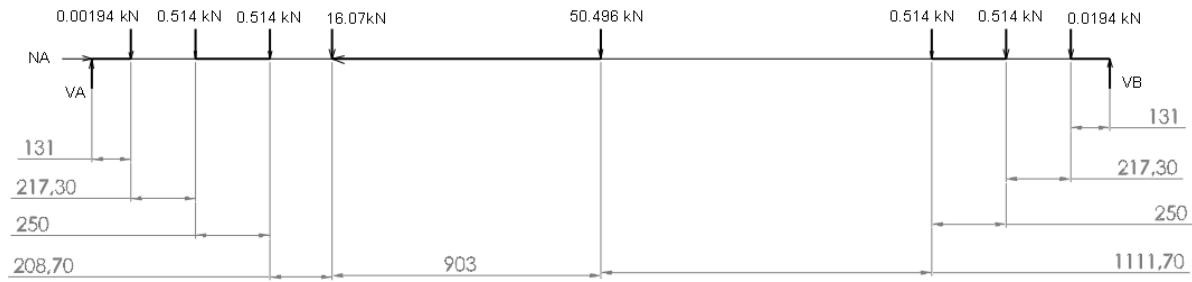


Figura 6.23-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 38,06 \text{ kN}$$

$$V_B = 30,60 \text{ kN}$$

$$N_A = 0,15 \text{ kN}$$

$$V_A' = 10 \text{ kN}$$

$$V_B' = 58,66 \text{ kN}$$

Plano XY

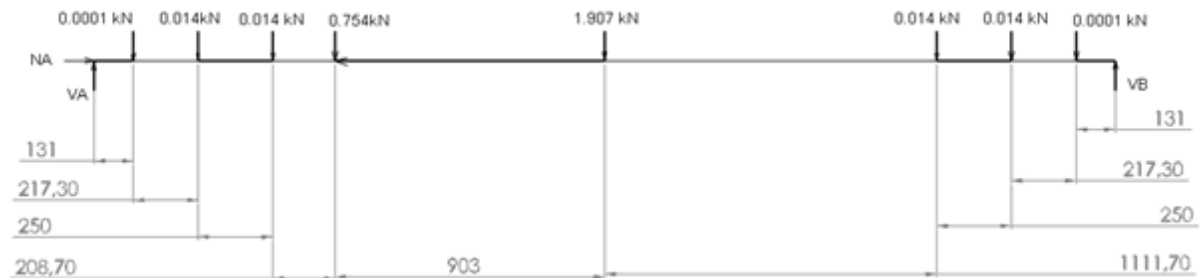


Figura 6.24-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano XY.

Os valores das reações encontrados pelo software Mdsolids foram:

$$H_A = 1,56 \text{ kN}$$

$$H_B = 1,16 \text{ kN}$$

$$H_A' = 1,56 \text{ kN}$$

$$H_B' = 1,16 \text{ kN}$$

Plano ZY

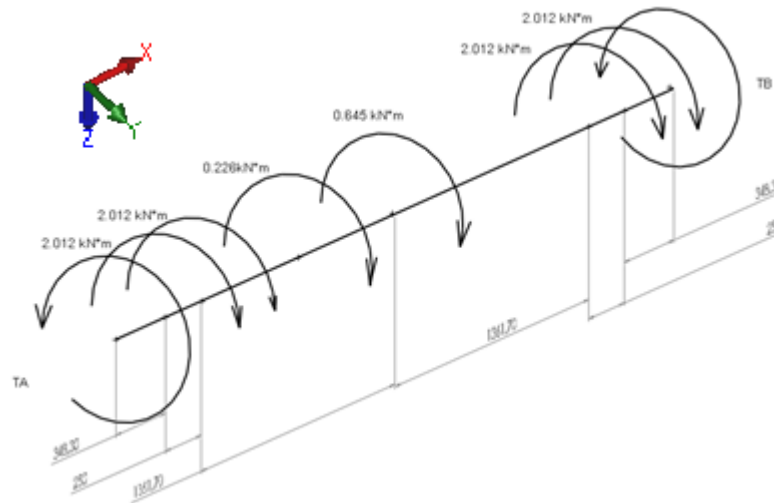


Figura 6.25-Diagrama de corpo livre para a viga D1 para o plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (320)$$

$$T_A + T_b - (4 \cdot 2,012 \text{ kN} \cdot m) - 0,226 \cdot 0,645 = 0 \quad (321)$$

$$T_A = T_b = 4,46 \text{ kN} \cdot m$$

6.6.1.1 Composição das Tensões para o momento fletor máximo.

O momento máximo ocorre na seção de $x=1960 \text{ mm}$, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 30. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 50,15 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_2 = 1,95 \text{ kN} \cdot m$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1=29,02 \text{ kN}$$

$$Q_2=1,13 \text{ kN}$$

Para a situação de momento fletor máximo, os esforços internos sobre D1 são:

$$N=\text{Esforço normal}=0,15 \text{ kN}$$

$$M=\text{Momento fletor}=50,187 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=\text{Torque}=4,061 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=\text{Momento cortante}=29,042 \text{ kN}$$

6.6.1.2 Composição das Tensões para o esforço cortante máximo.

O esforço cortante máximo ocorre na seção de $x=3179 \text{ mm}$, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 30. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1=58,66 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_2=0,893 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1=58,66 \text{ kN}$$

$$Q_2=0,367 \text{ kN}$$

Para a situação de esforço cortante máximo, os esforços internos sobre D1 são:

$$N=\text{Esforço normal}=0,15 \text{ kN}$$

$$M=\text{Momento fletor}=9,01 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=\text{Torque}=4,061 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=\text{Momento cortante}=58,66 \text{ kN}$$

6.6.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Como dito anteriormente, o cálculo dos esforços do equipamento fora de serviço foi feito considerando somente o peso dos elementos. O diagrama de corpo livre para esta situação pode ser visto na Fig. (6.26).

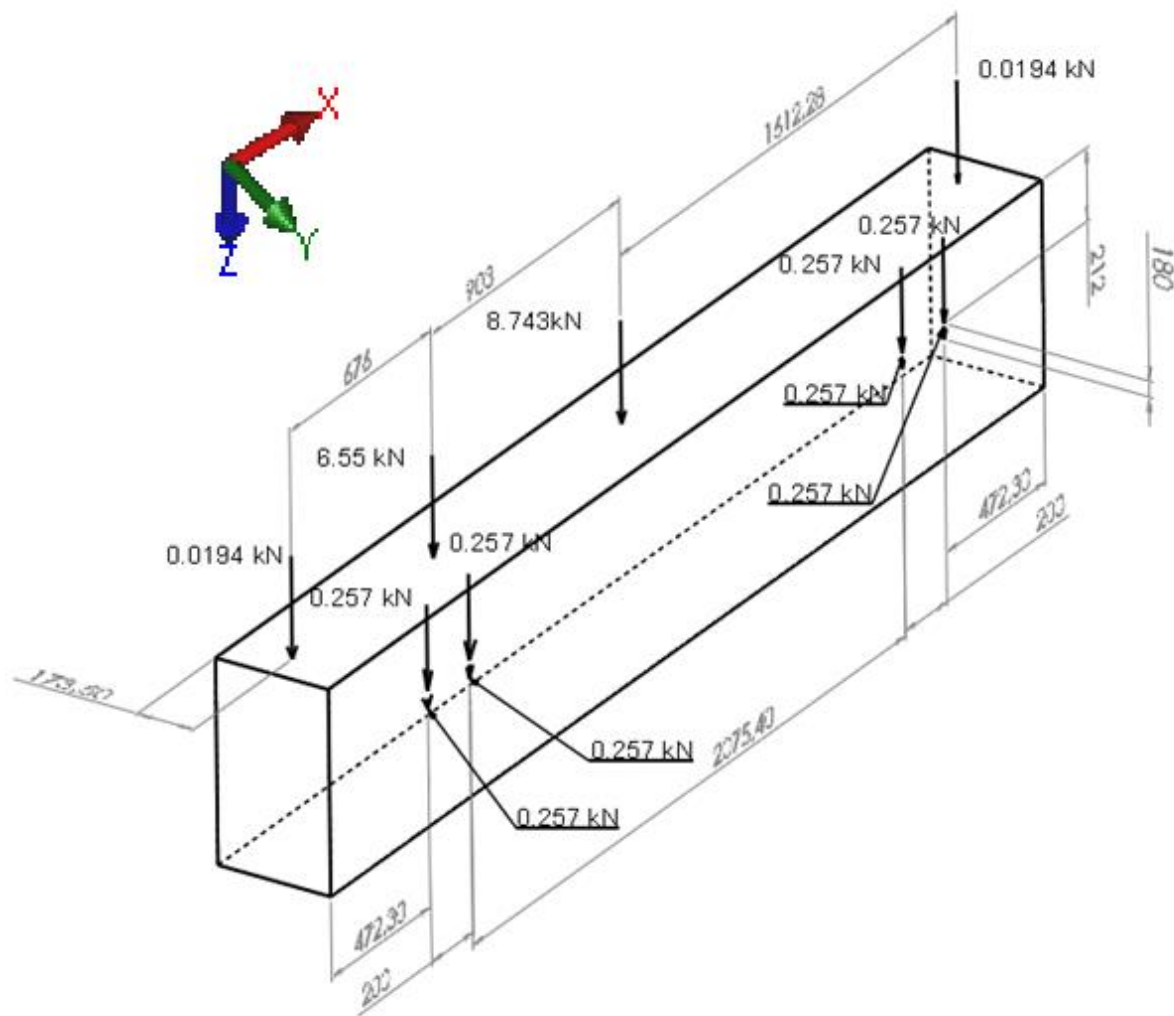


Figura 6.26-Diagrama de corpo livre da viga D1 sem carregamento.

Plano ZX

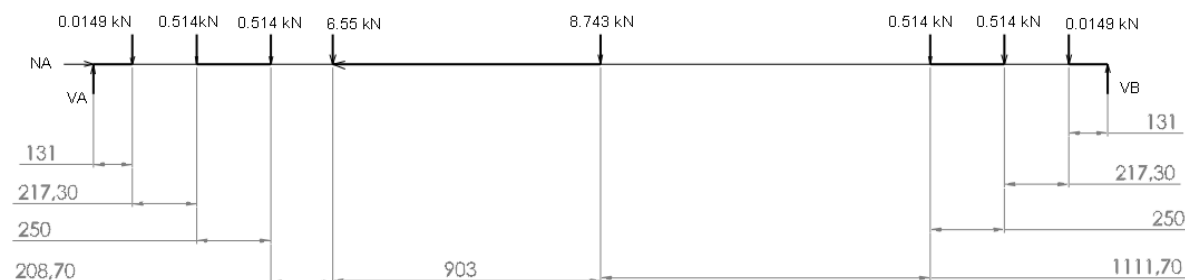


Figura 6.27-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZX sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 9,23 \text{ kN}$$

$$V_B = 5,77 \text{ kN}$$

$$V_A' = 3,68 \text{ kN}$$

$$V_B' = 11,32 \text{ kN}$$

Plano XY

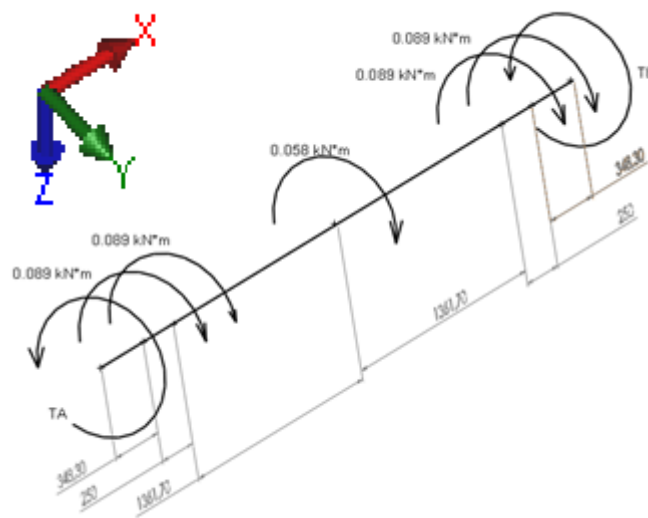


Figura 6.28-Diagrama de corpo livre da viga D1 para o plano ZY sem carregamento.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga D1:

$$\sum T = 0 \quad (322)$$

$$T_A + T_b - (4 \cdot 4,089) - 0,058 = 0 \quad (323)$$

$$T_A = T_b = 0,207 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Utilizando os diagramas gerados pelo Mdsolids, obtiveram-se os esforços internos para cada seção.

Para a situação de momento fletor máximo, os esforços internos sobre D1 são:

$$N = \text{Esforço normal} = 0$$

$$M = \text{Momento fletor} = 8,57 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T = \text{Torque} = 0,207 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$Q = \text{Momento cortante} = 4,73 \text{ kN}$

Para a situação de esforço cortante máximo, os esforços internos sobre D1 são:

$N = \text{Esforço normal} = 0$

$M = \text{Momento fletor} = 3,26 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$T = \text{Torque} = 0,207 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$Q = \text{Momento cortante} = 11,32 \text{ kN}$

6.6.3 Aplicação de critérios de falha para Viga D1

Como dito anteriormente D1 possui duas seções, por tal motivo durante a verificação dos critérios de falha contemplará as duas seções.

6.6.3.1 Aplicação de critérios de falha para Viga D1 na seção de momento máximo.

Durante o projeto, várias seções de área transversal foram testadas. O perfil mais simples que permite a resistência necessária ao mesmo tempo em que dá suporte aos elementos é o perfil em U. Por tais motivos, este foi o perfil escolhido e suas dimensões e seus fatores de área podem ser vistos abaixo.

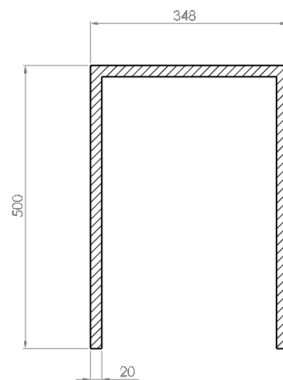


Figura 6.29-Vista em corte do perfil da viga D1 para a seção de maior seção.

$I = 0,00687 \text{ m}^4$

$J = 0,01960 \text{ m}^4$

$C = 0,306 \text{ m}$

$A = 0,078 \text{ m}^2$

6.6.3.2 Critério de falha para vida em fadiga na seção de momento máximo.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinell de 163 [11]: $M_m=29,378 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=20,8085 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=2,134 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=1,927 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=926,86 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=1308,6 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=30,121 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=33,356 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=9,283 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=13,099 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,84$; $K_b=1,75$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=324,66 \text{ MPa}$; GOODMAN=19,61.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 19,61 para critério de GOODMAN. O fator de segurança foi mantido alto para poder possibilitar a aplicação de alívios na estrutura.

6.6.3.3 Critério de falha estático na seção de esforço momento máximo.

Utilizando o mesmo programa da seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga D1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=2237,35 \text{ kN/m}^2$; $\tau=4320,3 \text{ kN/m}^2$; $O_c=1118,67 \text{ kN/m}^2$; $r_h=1199,2 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=23,178 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-0,8052 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento = 24,391; Energia de distorção = 24,797.

Os fatores de segurança para critérios estáticos encontrados foram de 24,391 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis, e de 24,797 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados.

6.6.3.4 Aplicação de critérios de falha para Viga D1 na seção de esforço cortante máximo.

A seção de menor área transversal também possui formato em U, mas com dimensões reduzidas. Tais dimensões junto com seus fatores de área podem ser vistos abaixo.

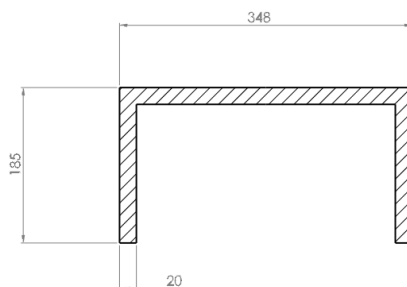


Figura 6.30-Vista em corte do perfil da viga D1 para a seção de menor área transversal.

$$I=0,0027 \text{ m}^4$$

$$J=0,0079 \text{ m}^4$$

$$C=0,129 \text{ m}$$

$$A=0,0411 \text{ m}^2$$

6.6.3.5 Critério de falha para vida em fadiga na seção de esforço cortante máximo.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163 [11]: $M_m=6,133 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=2,873 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=2,134 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=1,927 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=136,316 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=291,022 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=31,487 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=34,8695 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=14,1682 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=29,722 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,480$; $K_b=1,87$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=347,44 \text{ MPa}$; GOODMAN=10,92.

O fator de segurança para critério de falha para vida em fadiga foi de 10,92 para critério de GOODMAN. O fator de segurança foi mantido alto para poder possibilitar uma geometria na qual tivesse uma espessura de cordão de solda aplicável.

6.6.3.6 Critério de falha estático na seção de esforço cortante máximo.

Utilizando o mesmo programa da seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga D1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=430,98 \text{ kN/m}^2$; $\tau=1440,085 \text{ kN/m}^2$; $O_c=215,494 \text{ kN/m}^2$; $r_h=1456,119 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=16,716 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-12,4062 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =20,087; Energia de distorção=23,111.

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 20,087 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis, e de 23,111 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados.

6.6.4 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

A viga D1 flete de maneira diferente em comparação com as demais vigas já projetadas. No caso de D1, tem-se duas cargas desiguais posicionadas de maneira assimétrica sobre a viga. Para solucionar

o problema e sendo o mais conservador possível, considerou-se apenas uma carga de valor igual à soma total localizada no centro da viga, de maneira a proporcionar a maior deflexão possível.

Para se calcular o deslocamento causado pela deflexão, utilizou-se a Eq. (324) para apoio simples [11]. A Figura (6.31) mostra tal referência.

5 Apoios simples – carga central

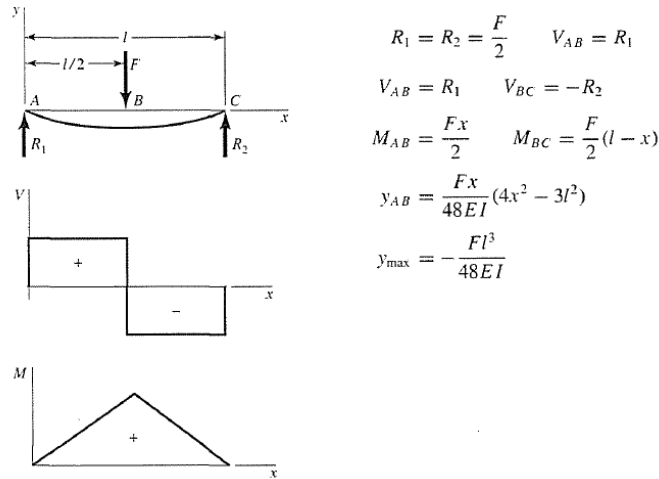


Figura 6.31- Equação da deflexão - Apoio simples- [11].

$$Y_{\max} = \frac{F \cdot l}{48 \cdot E \cdot I} \quad (324)$$

F=Cortante máximo=29,042 kN

a=local de aplicação da carga=1710 mm

E=Módulo de elasticidade=200 GPa

I=Momento de inércia em relação ao centroide=0,00687 m⁴

l=Comprimento total da viga=3420 mm

Seguindo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a 3420 mm/2 · 0,001=1,81 mm.

A deflexão encontrada para D1 foi de 0,0403 mm. Logo, esta está aprovada por deflexão.

6.6.5 Simulação da viga D1

Novamente, utilizou-se o programa Solidworks. Para tal simulação, utilizou-se o mesmo aço 1045 customizado utilizado anteriormente na seção 5.3.4. Diferentemente do capítulo 5, neste capítulo os fatores de segurança calculados por meio de simulação não foram calculados todos juntos após o projeto de toda a estrutura. Neste capítulo, optou-se por simular cada elemento à medida que cada um ia sendo projetado. Tal medida foi possível graças à estimativa de peso da ponte no início deste capítulo.

Alívios foram feitos na estrutura para redução de peso. O peso final de D1 foi de 464 kg. A deflexão máxima após os alívios foi de 0,978 mm, menor que a deflexão máxima de 1,81mm, encontrada na seção anterior. A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de D1. Tal viga possui 3420 mm de comprimento por 348 mm de largura e 500 mm de altura na sua extremidade mais larga, como pode ser visto na Fig. (6.32).

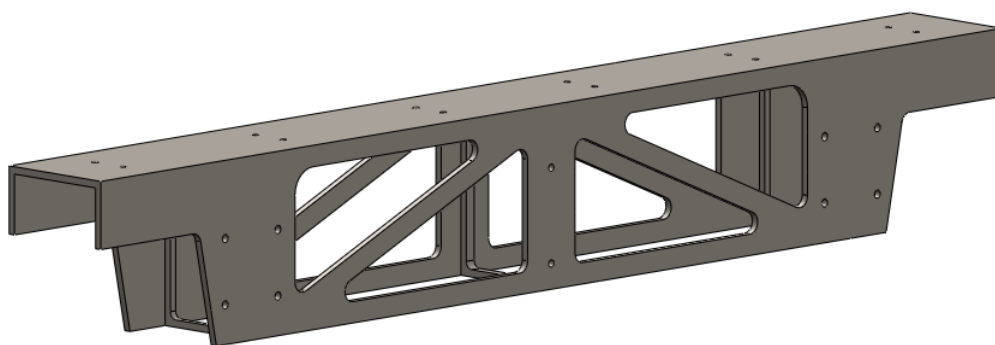


Figura 6.32-Representação da viga D1.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (6.33).

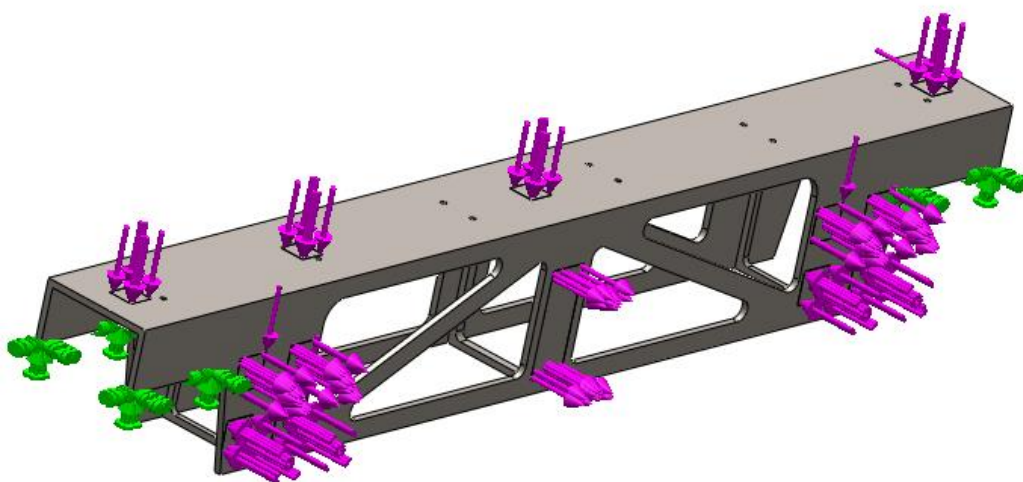


Figura 6.33-Fixação e carregamento na viga D1.

- Representação da malha e dados sobre a mesma, mostrados nas Fig. (6.34) e (6.35).

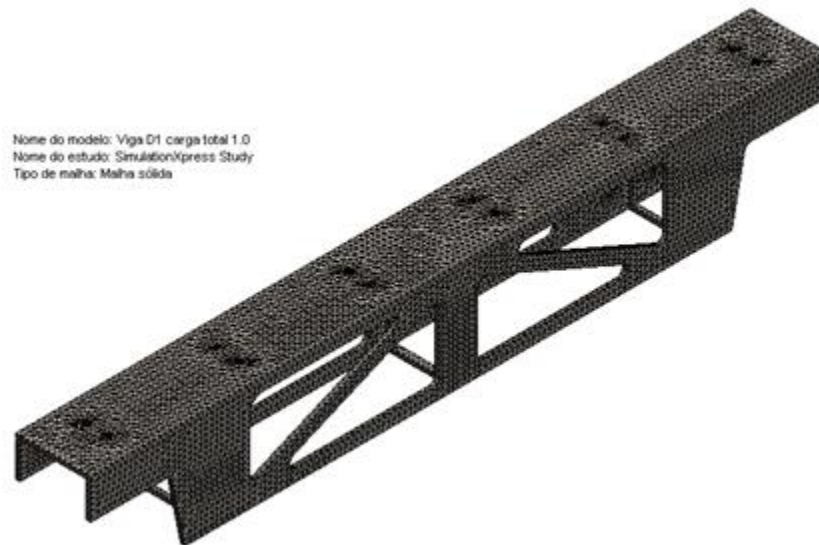


Figura 6.34-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	25.0192 mm
Tolerância	1.25096 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	70302
Total de elementos	34432
Proporção máxima	1.7644e+005
% de elementos com Proporção < 3	95.6
% de elementos com Proporção < 10	0.163
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:26
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 6.35-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- As tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2.94 podem ser vistos nas Fig. (6.36) e (6.37).

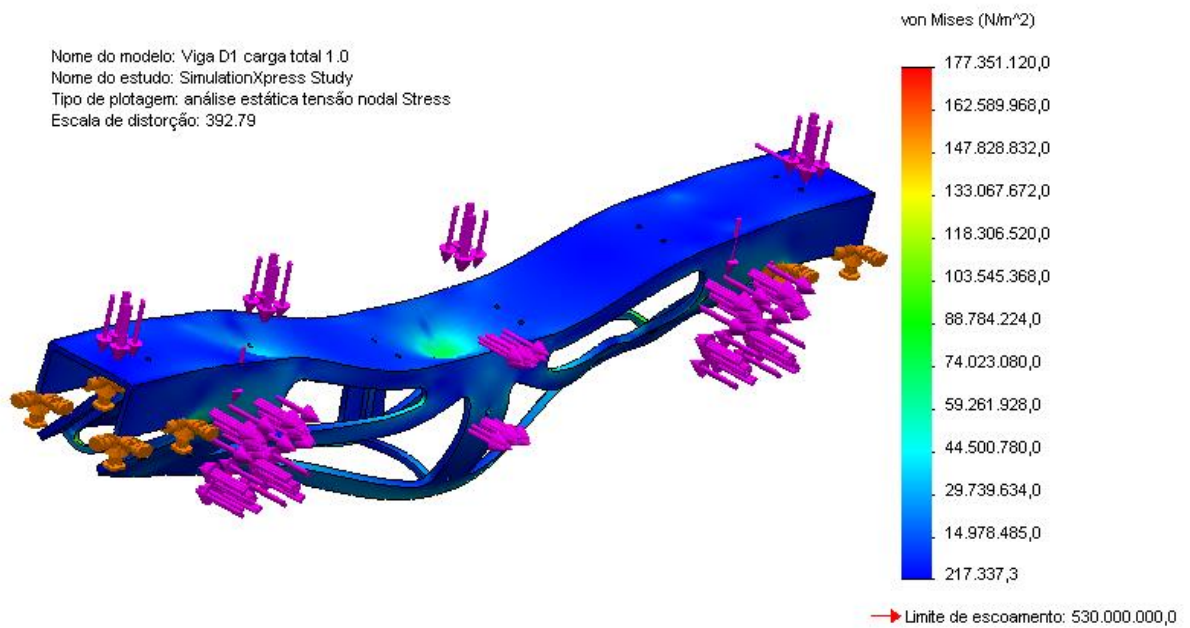


Figura 6.36-Representação da tensão máxima em D1.

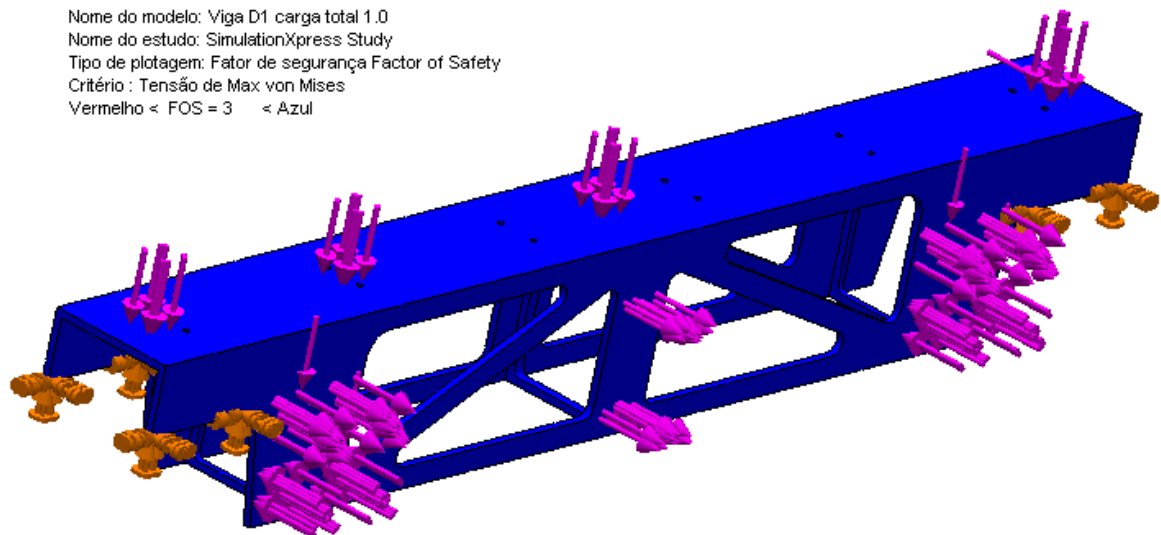


Figura 6.37-Representação do fator de segurança de D1.

- As tensões de Von MISES para a situação sem carregamento podem ser vistas na Fig. (6.38)

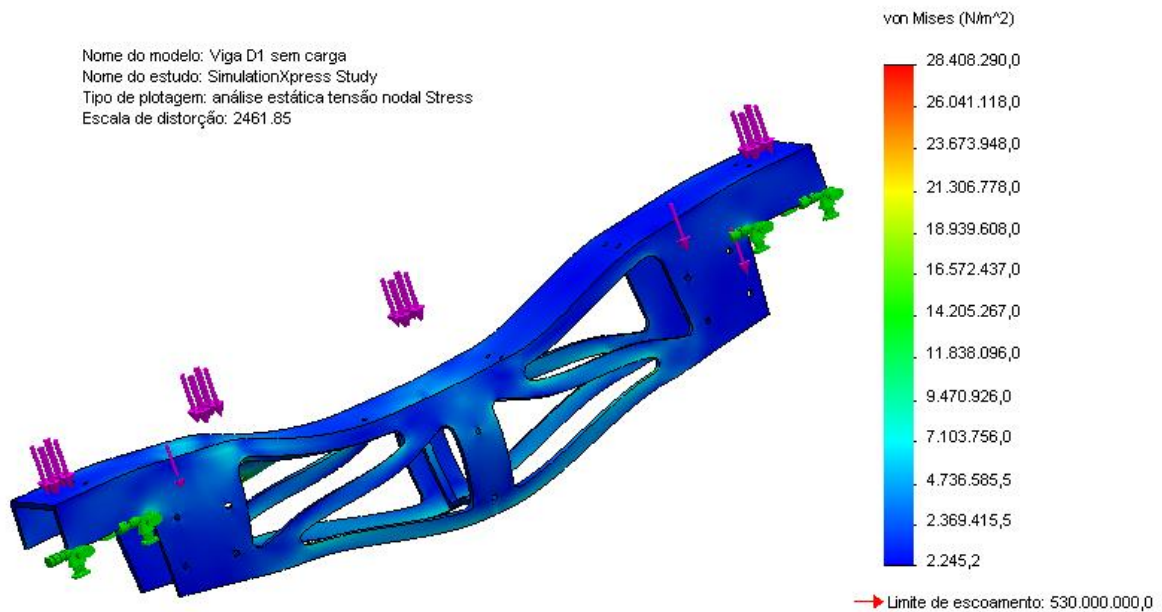


Figura 6.38-Representação da tensão mínima em D1.

6.6.6 Fatores de segurança encontrados por simulação.

Repetindo o processo realizado na seção 5.9, utilizaram-se as Eq. (314) e (315) para calcular os fatores de segurança para fadiga com base nas tensões máxima e mínima encontradas durante as simulações. Novamente, os fatores de segurança finais para D1 são:

$$\text{Von MISES}=2,994$$

$$\text{GOODMAN}=1,8241$$

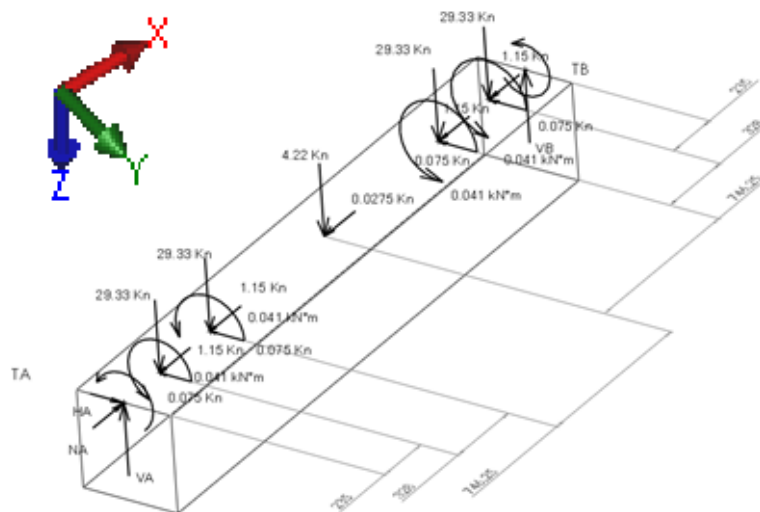
6.7 PROJETO DA VIGA D2

6.7.1 Determinação dos esforços sobre D2

A viga D2 é o ultimo elemento a ser projetado para a estrutura da ponte rolante dentre os principais elementos. Tal viga dá suporte aos truques da ponte rolante e a um par de vigas D1. Os esforços que esta viga recebe são basicamente os esforços transmitidos a ela por D1.

Um ponto importante que deve ser apontado é que a geometria dessa viga foi criada antes do cálculo de seus esforços. Sua geometria foi pensada para atender a diversas restrições geométricas, que consistem basicamente em dar suporte aos truques e ser o mais baixa possível, para permitir que o carro se movesse sem nenhuma interferência.

Existem dois momentos fletores contabilizados: momentos fletores devido à movimentação do carro iguais a $0,041 \text{ kN}\cdot\text{m}$ e momentos fletores devido ao torque dos motoredutores de $2,24 \text{ kN}\cdot\text{m}$. Este último não aparece no diagrama de corpo livre geral da peça, mas é mostrado no diagrama de corpo livre do plano XZ da mesma. Tais esforços mencionados podem ser vistos no diagrama de corpo livre da Fig. (6.39).



253

Plano ZX.

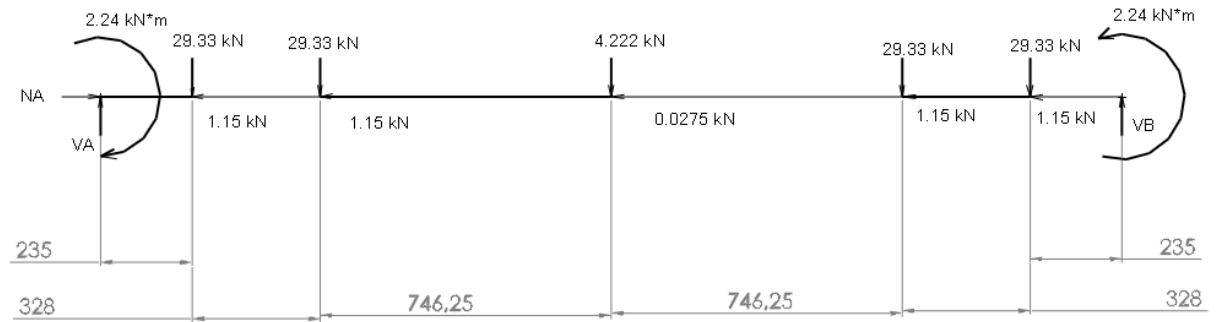


Figura 6.40-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 60,77 \text{ kN}$$

$$V_B = 60,77 \text{ kN}$$

$$N_A = 4,627 \text{ kN}$$

Plano XY



Figura 6.41-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano XY.

Os valores das reações encontrados pelo software Mdsolids foram:

$$H_A = 0,15 \text{ kN}$$

$$H_B = 1,15 \text{ kN}$$

Plano ZY

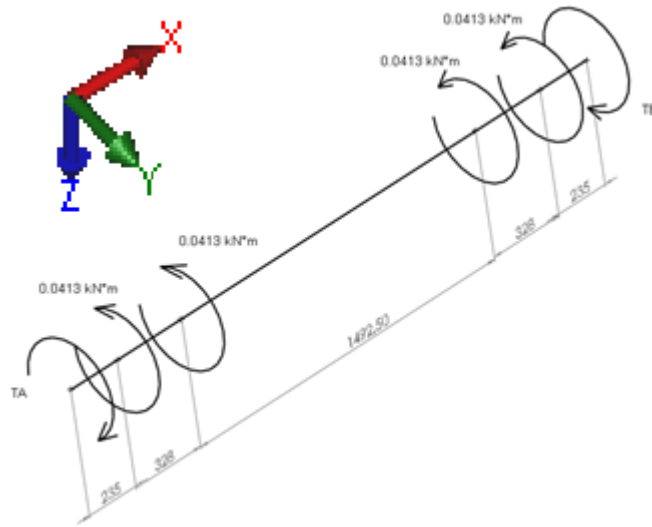


Figura 6.42-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (325)$$

$$T_A + T_b - (4 \cdot 0,0413 \text{ kN} \cdot \text{m}) = 0 \quad (326)$$

$$T_A = T_b = 0,083 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

6.7.1.1 Composição das Tensões.

Com os diagramas gerados pelo Mdsolids, percebeu-se que a seção crítica está em $x=563 \text{ mm}$, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 31. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 26,83 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 0,059 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX, Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 31,44 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,075 \text{ kN}$$

Os esforços internos na seção crítica de D2 são:

$$N = 4,628 \text{ kN}$$

$$M = 26,83 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = 0,083 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = 31,44 \text{ kN}$$

6.7.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Como dito anteriormente, o cálculo dos esforços do equipamento fora de serviço foi feito considerando somente o peso dos elementos. O diagrama de corpo livre para esta situação pode ser visto na Fig. (6.43).

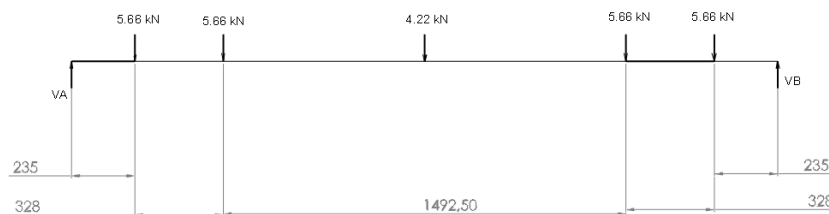


Figura 6.43-Diagrama de corpo livre de D2 para o plano ZX sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 13,43 \text{ kN}$$

$$V_B = 13,43 \text{ kN}$$

Utilizando os diagramas gerados pelo Mdsolids, obtiveram-se os esforços internos na seção crítica de $x = 563 \text{ mm}$:

$$N = 0$$

$$M = 7,28 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = 0$$

$$Q = 2,11 \text{ kN}$$

6.7.3 Aplicação de critérios de falha na viga D2.

Durante o projeto, várias seções de área transversal foram testadas. O perfil mais simples que permite a resistência necessária ao mesmo tempo em que dá suporte aos elementos é o perfil em I. Por tais motivos, este foi o perfil escolhido e suas dimensões e seus fatores de área podem ser vistos abaixo.

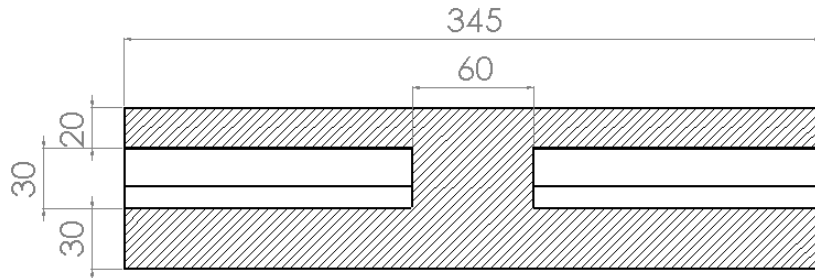


Figura 6.44-Vista em corte da menor seção de D2-cotas estão em mm

$$I=0,13868 \text{ m}^4$$

$$J=0,13886 \text{ m}^4$$

$$C=0,037 \text{ m}$$

$$A=0,053 \text{ m}^2$$

6.7.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

A metodologia utilizada foi à mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163 [11]: $M_m=17,845 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=10,565 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=0,0413 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0,0413 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=2,861 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=4,832 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A=7,267 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=7,267 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=2,861 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=4,831 \text{ MPa}$; $S_e'=294,84 \text{ MPa}$; $K_a=0,84$; $K_b=2,066$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=383,48 \text{ MPa}$; GOODMAN=63,62 .

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 63,62 para critério de GOODMAN. O fator de segurança foi mantido alto para permitir que as futuras simulações, as quais encontraram fatores de segurança mais precisos, encontrassem fatores de segurança maiores que o fator de segurança de projeto.

6.7.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga D2, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=95,835$ kN/m²; $\tau=40,217$ kN/m²; $O_c=47,917$ kN/m²; $r_h= 62,558$ kN/m²; $\sigma_1=11,048$ MPa; $\sigma_2=-1,464$ MPa; Máximo cisalhamento =4,6757; Energia de distorção=4,9377

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 4,676 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 4,938 para energia de distorção para materiais dúcteis. Os fatores de segurança estão altos porque foram realizadas simulações que mostraram concentradores de tensão inesperados.

6.7.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

A viga D2 sofre carregamento similar às vigas A1 e C1. Estas vigas possuem cargas irmãs localizadas de maneira simétrica sobre as mesmas. Por tal motivo, utilizou-se a Eq. (263) para calcular a rigidez à deflexão da mesma.

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (4a^2 - 3l^2) \quad (263)$$

$$F=13,43 \text{ kN}$$

$$a=\text{local de aplicação da carga}=563 \text{ mm}$$

$$E=\text{Módulo de elasticidade}=200 \text{ GPa}$$

$$I=\text{Momento de inércia em relação ao centroide}=0,1342 \text{ m}^4$$

$$l=\text{Comprimento total da viga}=2438,5 \text{ mm}$$

Seguindo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a $2438,5 \text{ mm}/2 \cdot 0,001=1,21 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para A1 foi de 0,0016 mm. Logo, esta está aprovada por deflexão.

6.7.4 Simulação da viga D2

Repetindo a metodologia de projeto utilizada na seção 6.6.5, utilizou-se a simulação para as situações de carga máxima e mínima para encontrar os fatores de segurança estático e para fadiga em vida infinita.

O peso final de D2 foi de 531,9 kg. A deflexão máxima após os alívios foi de 0,987 mm, menor que a deflexão máxima de 1,21mm encontrada na seção anterior. A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de D2. Tal viga possui 2438,5 mm de comprimento por 345 mm de largura e 456 mm de altura na sua extremidade mais larga, como pode ser visto na Fig. (6.45). Duas seções de D1 estão presentes na simulação de D2, pois estas fazem parte da estrutura final da mesma. Ambas as peças são soldadas entre si e trabalham como um único corpo.

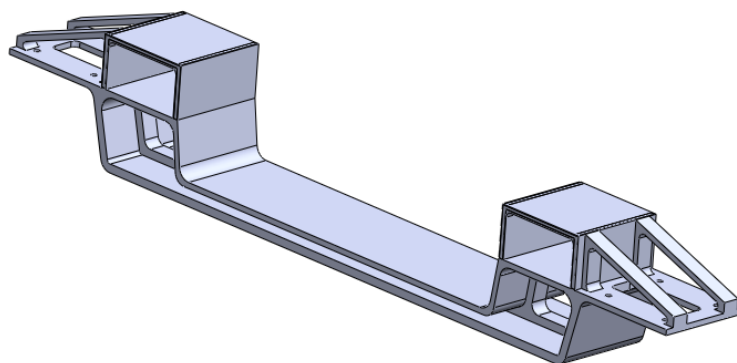


Figura 6.45-Representação de D2.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (6.46).

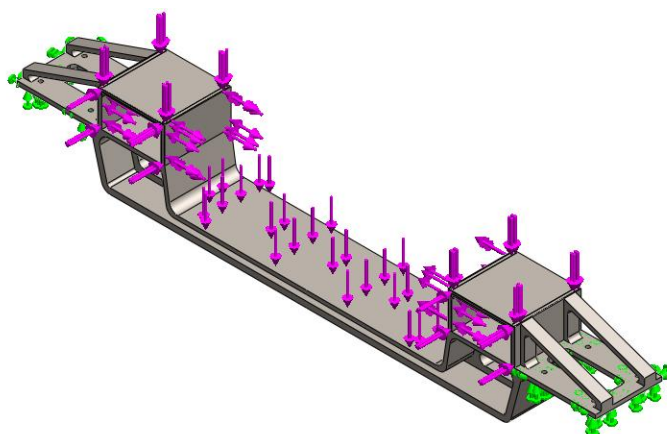


Figura 6.46-Representação das cargas e da fixação de D2.

- Representação da malha e dados sobre a mesma, mostrados nas Fig. (6.47) e (6.48).

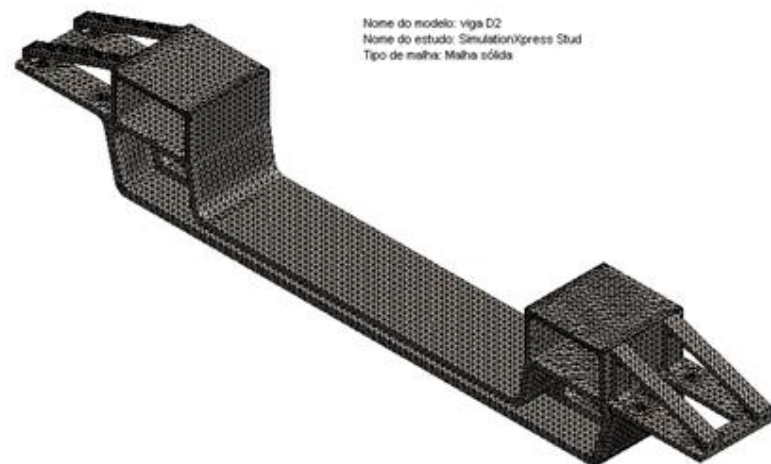


Figura 6.47-Representação da malha de elementos finitos utilizada em D2.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	23.345 mm
Tolerância	1.16725 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	84749
Total de elementos	46606
Proporção máxima	22830
% de elementos com Proporção < 3	94.5
% de elementos com Proporção < 10	0.406
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:20
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 6.48-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- As tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (6.49) e (6.50).

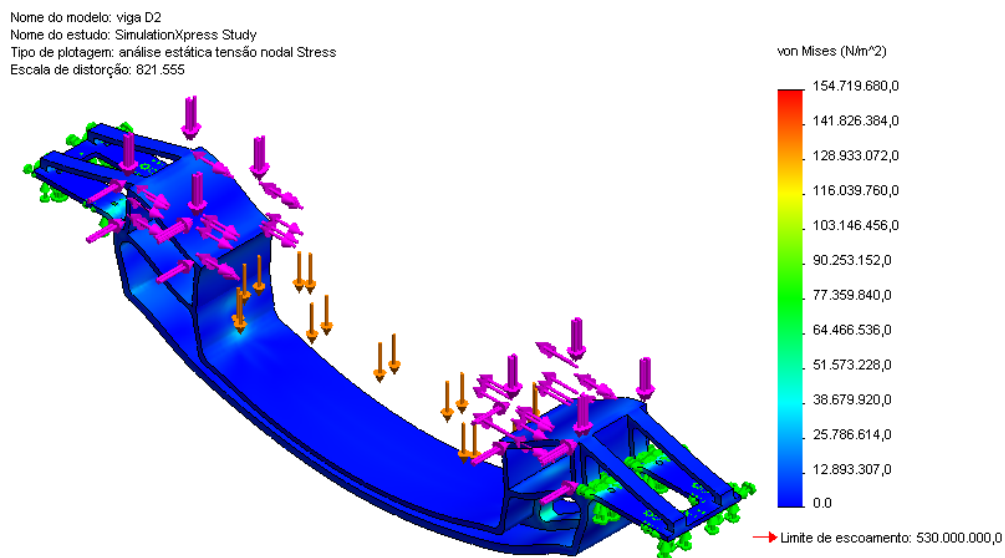


Figura 6.49-Representação das tensões máximas em D2.

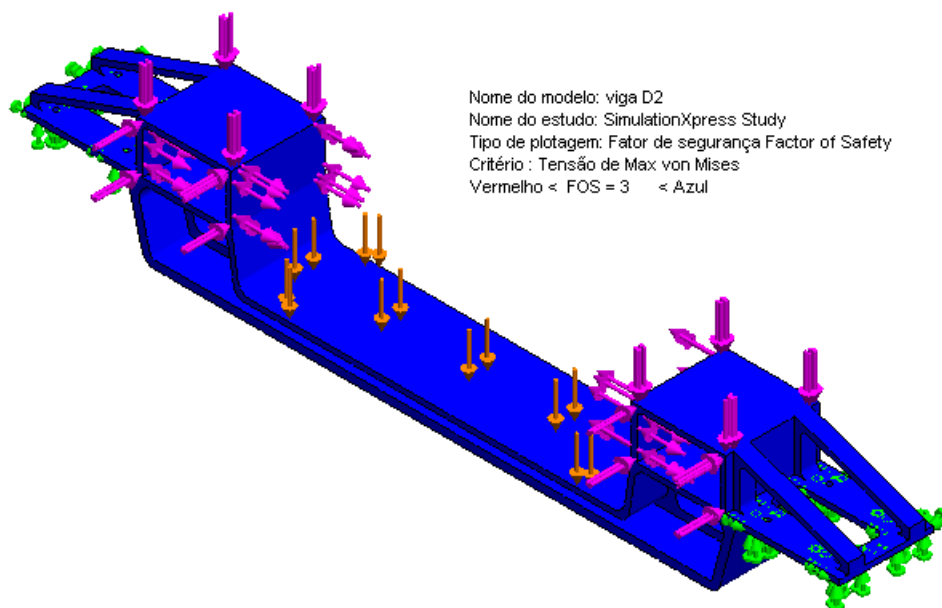


Figura 6.50-Representação do fator de segurança em D2.

- As tensões de Von MISES para a situação sem carregamento podem ser vistas na Fig. (6.51).

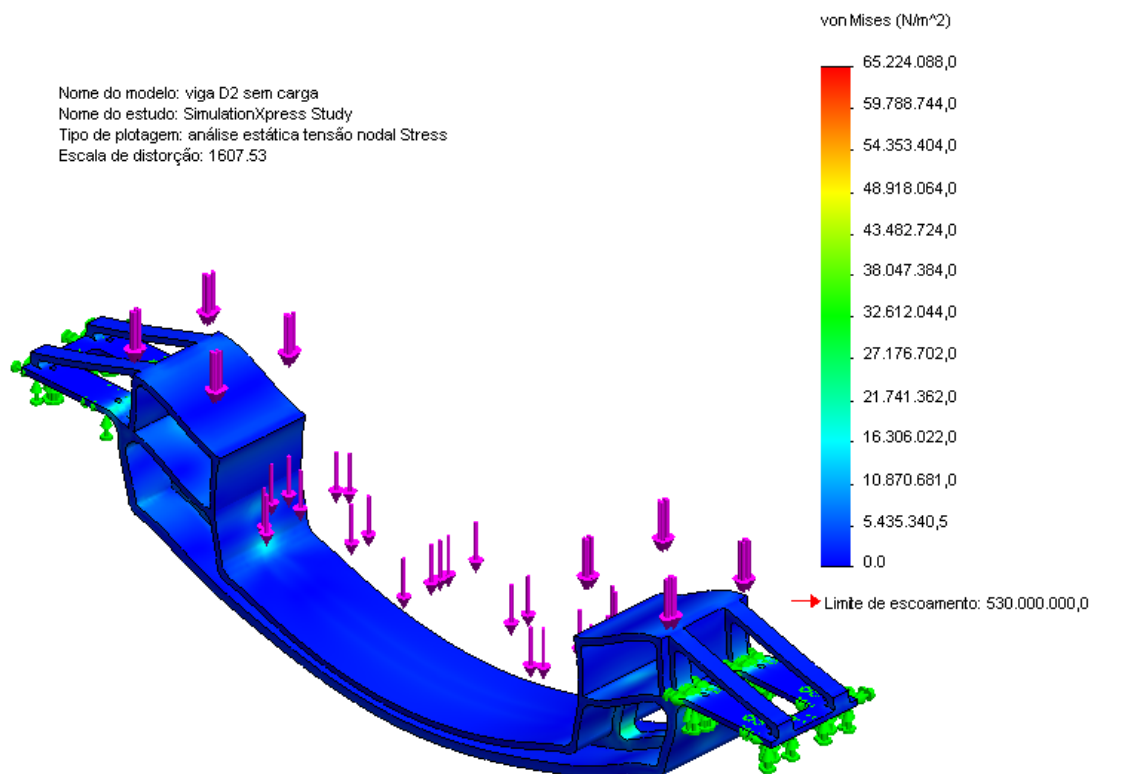


Figura 6.51-Representação das tensões mínimas em D2.

6.7.5 Fatores de segurança encontrados por simulação.

Repetindo o processo realizado na seção 5.9, utilizaram-se as Eq. (314) e (315) para calcular os fatores de segurança para fadiga com base nas tensões máxima e mínima encontradas durante as simulações. Os fatores de segurança finais para D2 são:

$$\text{Von MISES}=3,46$$

$$\text{GOODMAN}=2,499$$

6.8 DIMENSIONAMENTO FINAL DAS RODAS DA PONTE ROLANTE.

Nesta etapa do projeto, o peso da ponte rolante está em sua maior parte determinado. Logo, o dimensionamento da alma das rodas da ponte pode ser feito. O peso da ponte rolante sem o carro é de 2788 kg. Tal peso está igualmente distribuído sobre as quatro rodas da ponte. Para se determinar o maior esforço sobre as rodas da ponte, basta somar $\frac{1}{4}$ da força peso da ponte rolante com o esforço da roda mais solicitada do carro. Tal operação é análoga à situação onde as rodas ficam alinhadas uma abaixo da outra. Com tal soma, o esforço máximo sobre a roda é de 78,047 kN.

De maneira similar, a roda menos solicitada sofre um esforço de 33,52 kN. Utilizando a Eq. (305) e seus coeficientes da seção 5.7.2, encontrou-se a largura mínima de 22 mm para a alma da roda.

Novamente, utilizou-se o mesmo material utilizado para as rodas do carro, o ferro fundido ASTM-20 de composição de 3,25 a 3,5% de C e dureza Brinel de 156 para a alma. Para aumentar a resistência ao desgaste, a resistência superficial das rodas deve ser de no mínimo 311 HB.

Após a determinação das dimensões da roda, realizaram-se simulações desta sob os esforços máximos aos quais esta poderia estar submetida. Tal verificação foi apenas por uma questão de checagem, já que as dimensões e o material foram determinados segundo norma.

Os esforços atuantes utilizados na simulação foram: compressão da roda devido ao peso dos elementos de 78,05 kN, torque máximo de movimentação de 2,24 kN·m e o esforço axial devido a movimentação do carro de 0,15 kN.

O fator de segurança encontrado para critério estático de Von MISES foi de 26,84. As dimensões da roda e a representação do fator de segurança encontrado durante a simulação podem ser vistos nas Fig. (6.52) e (6.53) respectivamente.

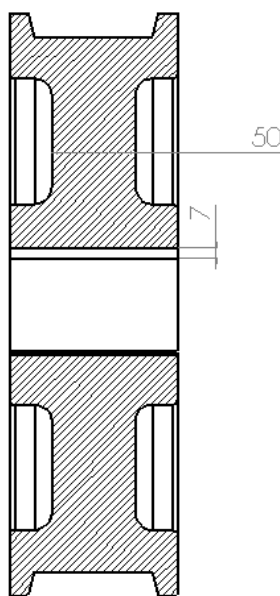


Figura 6.52-Representação da espessura da alma da roda da ponte rolante.

Nome do modelo: Roda ponte
Nome do estudo: SimulationXpress Study
Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
Critério : Tensão de Max von Mises
Vermelho < FOS = 26 < Azul

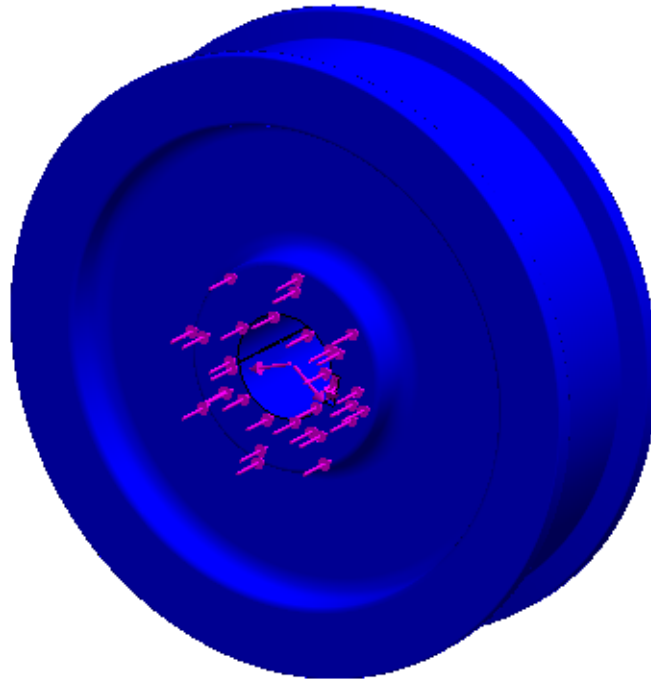


Figura 6.53-Representação do fator de segurança da roda da ponte rolante.

6.9 PROJETO DOS ELEMENTOS DE PARADA.

Nos fins dos trilhos do carro, sobre a ponte rolante, estão instalados os amortecedores e as chaves de fim curso do carro. Para que estes elementos atuem no local correto do carro, projetou-se o suporte do amortecedor e as hastes de ativação das chaves de fim de curso.

Estes são elementos simples, sendo que as hastes são elementos soldados com o mínimo de solda no carro e permitem que as chaves de fim de curso sejam ativadas no tempo certo. O suporte do amortecedor, como o nome já diz, dá suporte aos amortecedores. Seu projeto foi feito de maneira simples, pois este não sofre esforços excessivamente grandes, além de serem superdimensionados.

A geometria de tais suportes foi pensada basicamente para fixar o amortecedor e as chaves de fim de curso nos locais corretos. Tais suportes possuem furos para os parafusos dos amortecedores. Entretanto, para permitir um melhor ajuste durante a montagem, os furos para os parafusos das chaves de fim curso não foram feitos. Estes devem ser feitos no ato da montagem.

A verificação da resistência de tais suportes foi feita por meio de simulação. O único esforço que estes suportes estão submetidos é devido ao choque do carro contra os amortecedores de intensidade de 0,15 kN. Tal esforço foi aplicado no modelo construído, e o fator de segurança para critério estático

encontrado foi de $1,327 \cdot 10^3$ para o material utilizado no projeto, aço 1045 como forjado. Ou seja, tal suporte está superdimensionado. A simulação de tal suporte pode ser vista na Fig. (6.54). As hastes mencionadas podem ser vistas nas Fig. (6.55) e (6.56).

Nome do modelo: suporte amortecedores
 Nome do estudo: SimulationXpress Study
 Tipo de plotagem: Fator de segurança Factor of Safety
 Critério: Tensão de Max von Mises
 Vermelho < FOS = 1.3e+003 < Azul

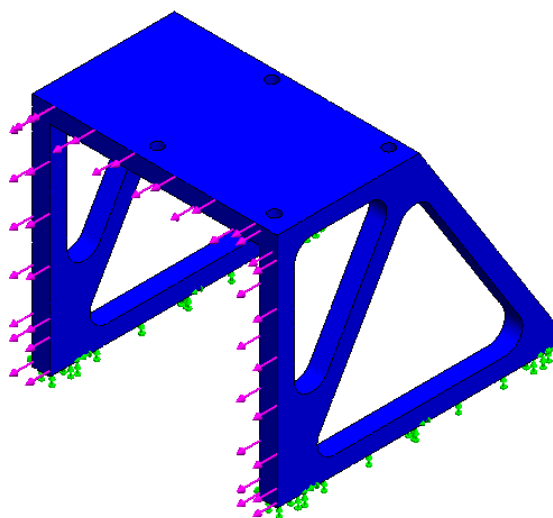


Figura 6.54-Representação do fator de segurança do suporte dos amortecedores da ponte rolante.

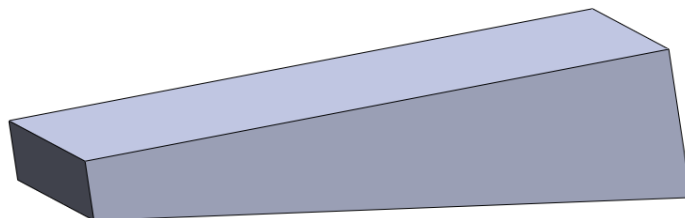


Figura 6.55- haste frontal de acionamento da chave de fim de curso.

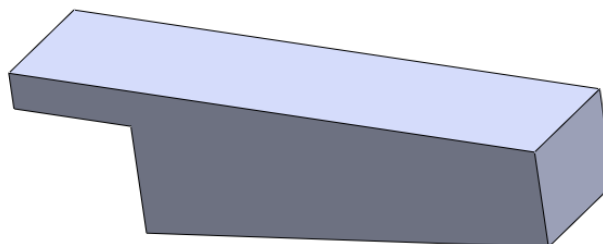


Figura 6.56- haste traseira de acionamento da chave de fim de curso.

6.10 PROJETO DO SUPORTE DO MANCAL LATERAL DO SISTEMA DE TRANSLAÇÃO DO CARRO.

O último elemento a ser projetado na ponte rolante foi o suporte do mancal lateral. Tal suporte fica fixado nas laterais das vigas D1. Tal suporte não sofre grandes esforços e serve apenas para impedir que o eixo P2 flexione demasiadamente. Os esforços que tal suporte está submetido são basicamente o peso do mancal fixado a este e o peso de P2. Do mesmo modo que o suporte do amortecedor foi dimensionado e apenas simulado para verificação de sua rigidez, o suporte do mancal lateral também o foi. Na Figura (6.57) é possível ver a representação do fator de segurança de $127 \cdot 10^3$ desta peça para o material de aço 1045.

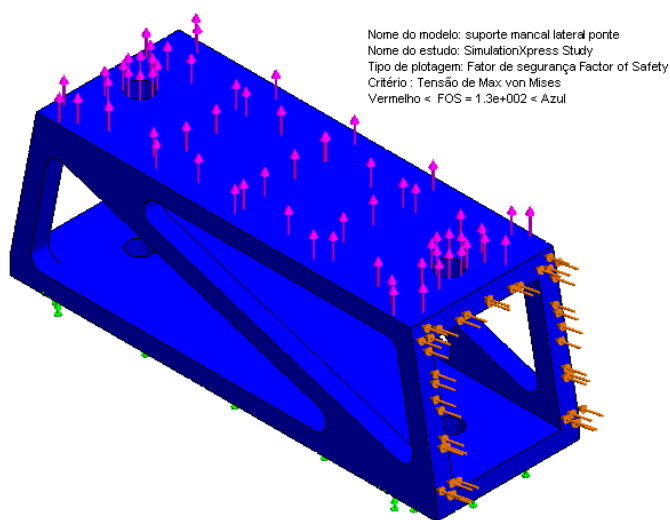


Figura 6.57-Representação do fator de segurança do suporte do mancal lateral da ponte rolante.

6.11 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO.

6.11.1 Parafusos

A seleção dos parafusos dos elementos da ponte foi feita utilizando a norma [04]. Segundo a norma, a tensão nos parafusos não deve exceder 65% do limite de resistência ao escoamento do material. Assim, utilizaram-se as Eq. (317) e (318) para a tensão de cisalhamento e tensão normal respectivamente, e a Eq. (319), critério de Von MISES, para compor as tensões em cada parafuso.

Com os valores do diâmetro dos parafusos de cada componente e os esforços sobre estes, calcularam-se as tensões que os parafusos de cada componente estariam sujeitos. Com os valores do diâmetro, resistência mínima e o comprimento, selecionaram-se os parafusos para o carro. Para melhor organização, construiu-se a Tab. (6.4).

Tabela 6.4- Dados dos parafusos e seus modelos.

Local de instalação	Diâmetro [mm]	Tensão [MPa]	Resistência mínima [MPa]	Resistência parafuso [MPa]	Comprimento [mm]	Modelo
Mancal roda	20	12,02	35,87	226	110	Hulk M 360 DT 20X110
Motoredutor	22	14,19	41,72	229	100	Hulk M 360 DT 22X100
Amortecedor	12	1,5	3,4	147	60	Belenus 5,8 M12 Sextavado –rosca parcial

Todos os parafusos são de rosca parcial para atender a recomendações da norma 8400 para o esforço de cisalhamento. Todos os modelos podem ser encontrados no mercado nacional. Os parafusos do mancal lateral e seu suporte são iguais aos do mancal das rodas da ponte.

6.11.2 Soldas

O cálculo dos cordões de solda foi realizado utilizando as equações já mencionadas na seção 4.9.6.

Há duas soldas diferentes na ponte rolante: entre as vigas D1 e D2 e entre os suportes dos amortecedores e D1. Nesta seção, utilizou-se o mesmo método aplicado na seção 5.11. Por tal motivo, o método não será explicitado. Os materiais são os mesmos, tanto para os metais de solda, aço 1045, quanto para o eletrodo utilizado.

Suporte dos amortecedores e D1

Esforços:

$$N=0$$

$$M=0,041 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=0,007 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=0,15 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I= 0,552 \text{ m}^4$$

$$J=2,107 \text{ m}^4$$

$$c=0,11 \text{ m}$$

$$b=20 \text{ mm}$$

Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$Rd_2 = 180 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de solda.

$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de base 1045.

$\sigma_{misses} = 0,153 \text{ MPa}$ = Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES.

A Figura (6.58) mostra as representações da solda na peça.

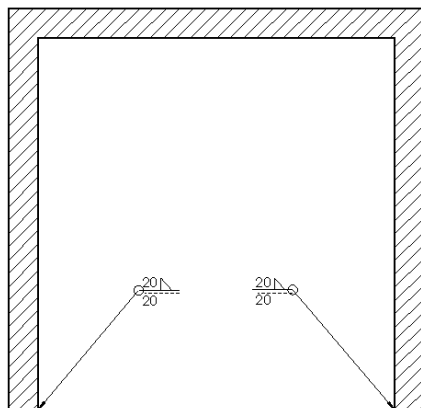


Figura 6.58- Soldas entre o suporte dos amortecedores e D1.

Solda entre as vigas D1 e D2

Esforços:

$N=58,66 \text{ kN}$

$M=9,005 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$T=4,061 \text{ kN}\cdot\text{m}$

$Q=0,15 \text{ kN}$

Dados do cordão de solda.

$I=2,054m^4$

$J=8,121m^4$

$c=0,12 \text{ m}$

b =Largura do cordão de solda=20mm

Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$Rd_2 = 180 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de solda.

$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa}$ = Resistência do metal de base 1045 .

$\sigma_{misses} = 1,798 \text{ MPa}$ = Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES.

A Figura (6.59) mostra as soldas na peça.

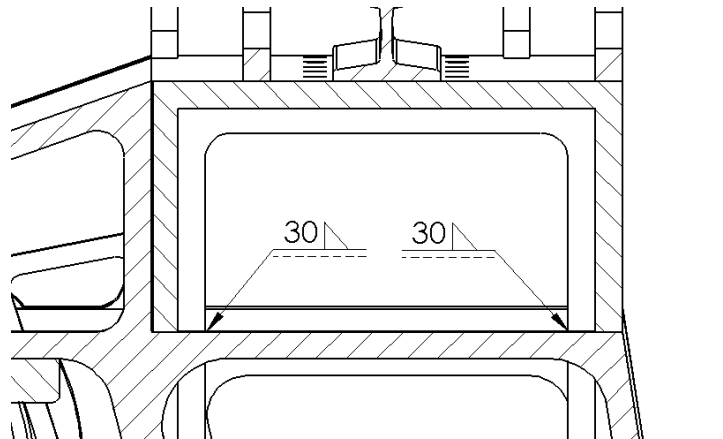


Figura 6.59-Soldas entre D1 e D2

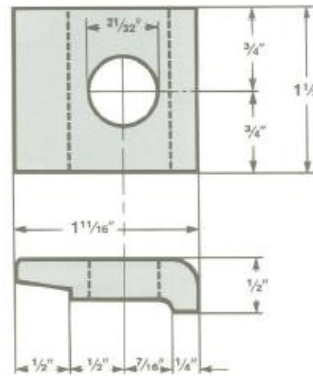
6.11.3 Grampos de fixação dos trilhos do carro.

A fixação dos trilhos é feita por meio de grampos. Cada perfil de grampo possui grampos com dimensões específicas, e o espaçamento destes furos depende do comprimento do trilho e do perfil selecionado.

Os grampos são fixados por meio de parafusos passantes na estrutura. Tais parafusos são determinados somente quanto ao seu diâmetro, e sua resistência não é determinada por norma. Os furos de tais grampos são feitos das extremidades para dentro do trilho. Desta maneira, no centro do trilho, há mais grampos que em sua extremidade. As dimensões dos grampos do trilho do carro bem como os espaçamentos destes podem ser vistos nas Fig. (6.60) e (6.61).



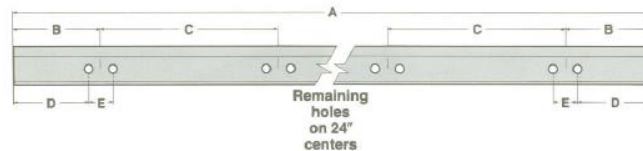
Shown Actual Size

**No. 114 Clip**

Clip Weight	Bolt Diameter	Use With	Normal Spacing
24 lbs	5/8"	40-lb ASCE to 20-lb ASCE	Pairs every 2 feet

Please specify if clip is to be welded.

Figura 6.60-Grampos para modelo de trilho de 30 lb.

**Hook Bolt Hole Spacing***

Rail Weight	A	B	C	D	E
175-lb to 104-lb	60'	23"	25"	20 1/4"	5 1/2"
175-lb to 90-lb	39'	23"	19"	20 1/4"	5 1/2"
85-lb to 40-lb	40'	16"	20"	14"	4"
30-lb and 25-lb	40'	12"	24"	10"	4"
60-lb and 40-lb	30'	16"	20"	14"	4"
30-lb to 12-lb	30'	12"	24"	10"	4"

*See page 37 for rail end drilling.

Figura 6.61-Espaçamento entre os grampos.

6.12 VERIFICAÇÃO DA POTÊNCIA DOS MOTOREDUTORES SELECIONADOS.

Na seção 6.4, estimou-se o peso do equipamento carregado em 16258 kg. Após o projeto da ponte rolante e de contabilizar o peso de todos os elementos, chegou-se ao valor de 16472 kg de peso total do equipamento.

Fazendo-se uso das equações da seção 6.5.1 de seleção dos motoredutores, encontraram-se os valores finais das potências de aceleração P_A e potência de trabalho P_T , sendo estas iguais a 0,217 kW e 23,703 kW respectivamente. Com tais valores, encontrou-se, para cada motoredutor, a potência mínima de seleção de 2,99 kW. Logo, os motoredutores estão de acordo com o projeto.

7 PROJETO DA ESTRUTURA DE SUPORTE DOS TRILHOS DA PONTE ROLANTE.

7.1 FLUXOGRAMA PARA O PROJETO DOS TRILHOS DA PONTE ROLANTE.

A Figura (7.1) mostra um quadro geral para o projeto do trilho da ponte rolante.

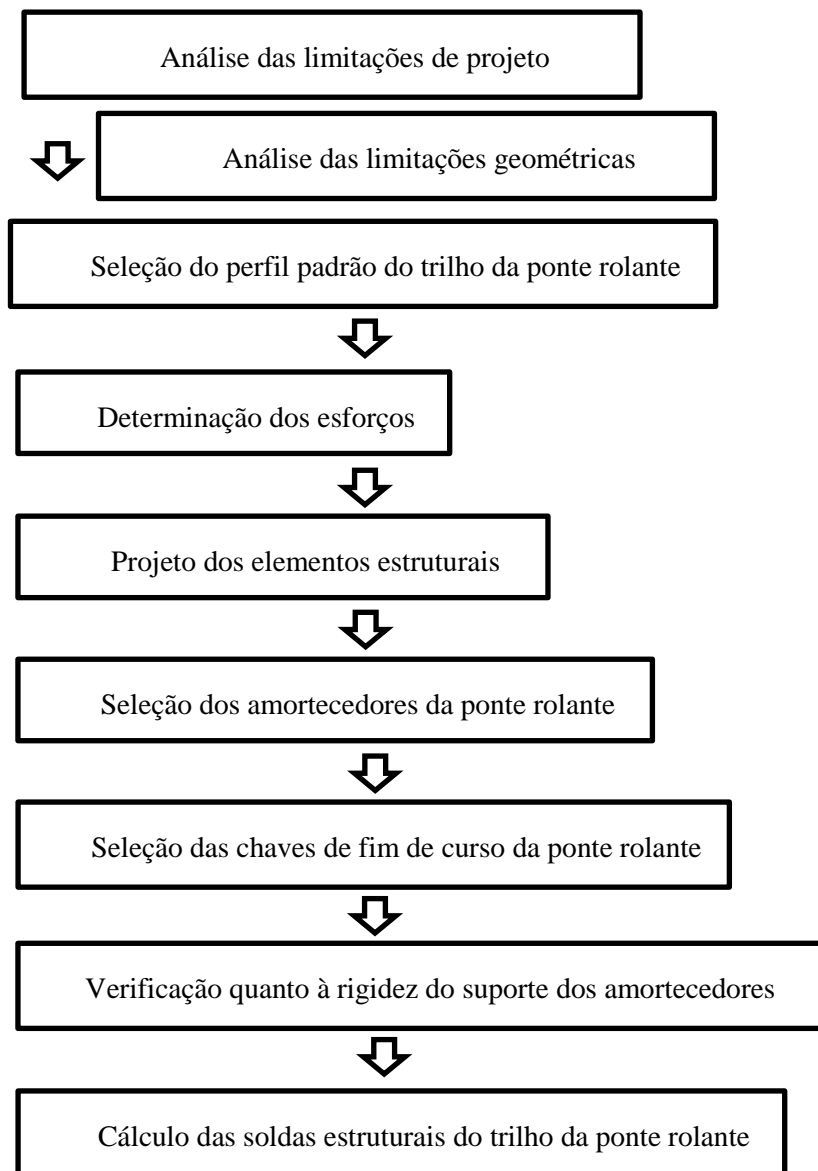


Figura 7.1-Quadro esquemático do projeto dos trilhos da ponte rolante.

7.1.1 Considerações de projeto.

A última etapa do projeto, o dimensionamento dos trilhos da ponte rolante, realizou-se de maneira a manter as diretrizes adotadas no capítulo 5, de permitir a maior movimentação e elevação da carga possíveis.

Nesta etapa do projeto, o perfil do trilho foi selecionado primeiramente com base nas dimensões das rodas da ponte rolante. Com tal perfil de trilho selecionado, verificaram-se as melhores dimensões para as vigas que iriam dar suporte a tal trilho. Para isso, utilizaram-se as dimensões dos grampos para determinar a largura mínima da estrutura. O comprimento foi pensado de maneira a fazer com que as colunas dos trilhos estivessem paralelas às colunas do laboratório de processos mecânicos SG-09. Desta maneira, a presença dos trilhos afetaria minimamente a mobilidade dentro do prédio.

Para simplificar o projeto, projetaram-se duas peças somente. A viga T1, onde os trilhos são diretamente fixados, e a coluna T2, que mantém T1 em uma posição elevada. T1 e T2 são soldadas entre si, e tal solda foi dimensionada para resistir a todo o esforço, de maneira que a solda entre as várias seções de T1 seja apenas para aumentar a rigidez do conjunto. A fixação da estrutura dos trilhos é feita por meio de parafusos prisioneiros. Estes devem ser selecionados pelo engenheiro civil responsável pelo projeto das sapatas de ancoramento da estrutura.

Novamente, utilizaram-se amortecedores e chaves de fim de curso para impedir que a ponte saia dos trilhos.

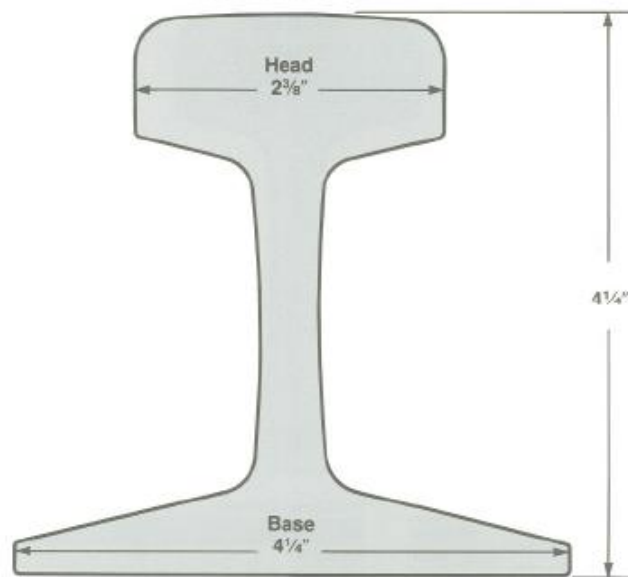
7.2 SELEÇÃO DO PERFIL DO TRILHO DAS RODAS DA PONTE ROLANTE.

Como na seção 6.2, o perfil do trilho das rodas da ponte rolante foi selecionado com base na largura do boleto útil das rodas da ponte rolante. A largura do boleto útil das rodas da ponte rolante é de 71,4 mm. Logo, segundo a norma [04], um trilho de no máximo 61,4 mm deveria ser selecionado. Com tais dados em mãos, selecionou-se o perfil 60 lb de largura de boleto de 60,325 mm.

Tal perfil selecionado pode ser visto na Fig. (7.2).



Shown Actual Size

**Specifications**

Nominal Weight	60 lbs./yd
Standard Lengths	40' 0" • 30' 0"
Standard Drilling	2 1/2" x 5"
Joint Bar Lengths	20" • 24"
Joint Bar Weights	27.2 lbs • 32.5 lbs/pr
With Hardware	30.1 lbs • 35.4 lbs/pr
Bolt Diameter	3/4"

See quick reference section
for all other dimensions.

Hold-Down Devices

Standard	Single	Double
Hook Bolt	3/4"	—
Clip Numbers	103 • 106	—
Clamp & Filler	F1	F2
Welded Stud	S1	S2
Heavy Duty	Single	Double
Welded Holder	—	—
Welded U-Bar	U1	U2
Rubber Nose	Single	Double
Welded Clip	91	—
Bolted Clip	31 • 71	—

Figura 7.2-Perfil de trilho padrão selecionado para a ponte rolante 60 lb[19].

7.3 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS.

Os esforços atuantes nos trilhos possuem duas origens distintas. Os primeiros devem-se aos esforços gerados pelo peso dos elementos, e os segundos devido à inércia da ponte rolante. Segundo a planta baixa do local de instalação do equipamento presente na seção 2.3.6, o comprimento das vigas da estrutura do trilho devem ser de 11,52 m, para que suas colunas de sustentação não prejudiquem a movimentação do local. Para facilitar o projeto, os trilhos possuem seções de tal comprimento.

O peso destas seções de trilho somado ao peso de T1 é de 2600 kg, logo possuem força peso de 25,497 kN. A roda mais solicitada da ponte rolante possui esforço de 78,05 kN, e seu par, de 43,417 kN. Para os esforços devido à movimentação da ponte, tem-se o esforço em cada roda de 1/4 da inércia do movimento da ponte de 0,385 kN. E para a movimentação do carro, tem-se o já conhecido esforço de 0,15 kN.

7.4 PROJETO DA VIGA T1

Para o projeto de T1, considerou-se a situação mais desfavorável para esta viga. Posicionou-se a ponte rolante com sua roda mais solicitada na posição onde haveria o maior momento fletor, ou seja, na posição de metade de seu comprimento. Os esforços de tal carregamento podem ser vistos na Fig. (7.3). Entretanto, por uma questão de melhor entendimento, os pesos do trilho e de T1 não aparecem neste diagrama, mas estes foram considerados nos cálculos de T1. Quanto a sua fabricação considerou-se o comprimento longo da mesma, com isso optou-se por unir as partes da viga por meio de solda. Tais partes são feitas por meio de laminação a quente.

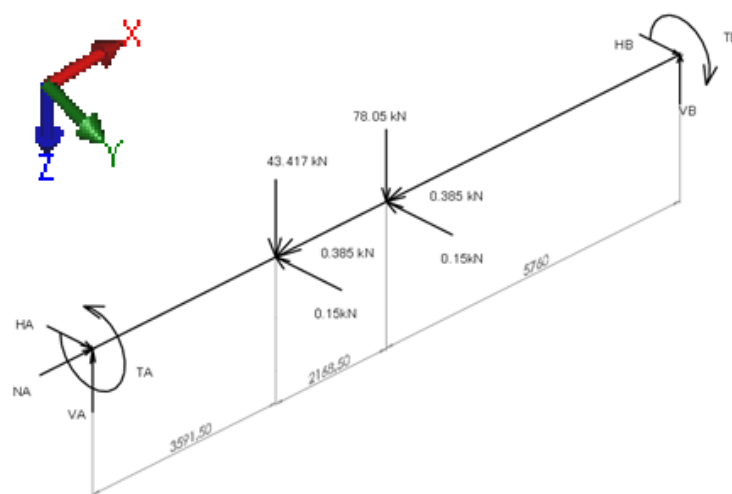


Figura 7.3- Diagrama de corpo livre com carga da viga de suporte aos trilhos T1.

Plano ZX

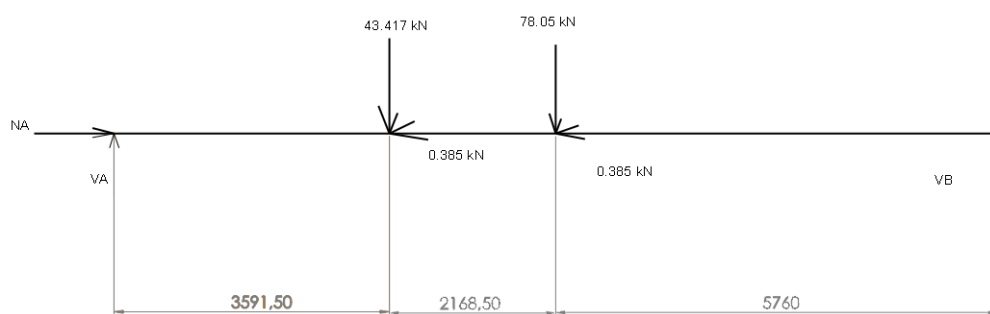


Figura 7.4- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZX.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 81,93 \text{ kN}$$

$$V_B = 64,99 \text{ kN}$$

$$N_A = 0,77 \text{ kN}$$

Plano XY

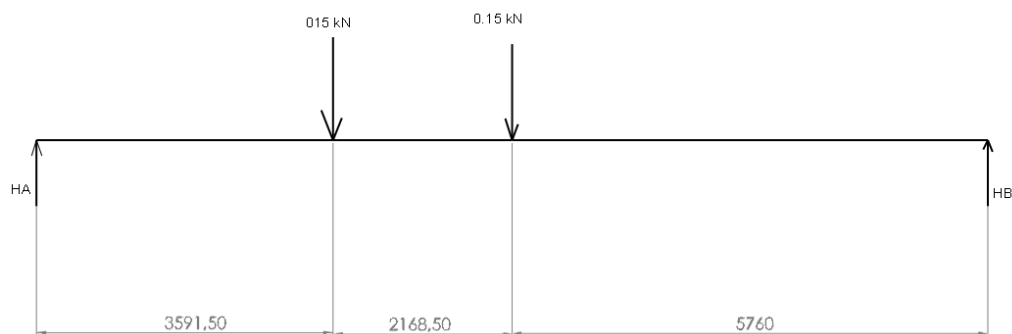


Figura 7.5- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano XY.

Os valores das reações encontrados pelo software Mdsolids foram:

$$H_A = 0,18 \text{ kN}$$

$$H_B = 0,12 \text{ kN}$$

Plano ZY

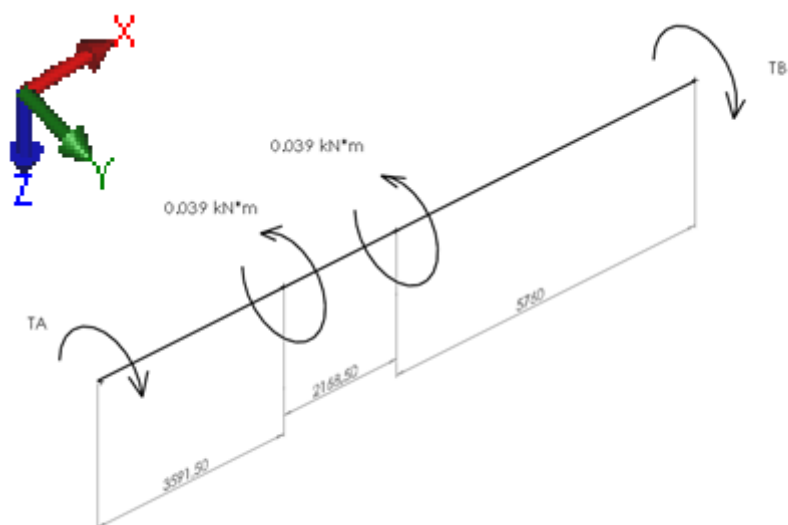


Figura 7.6- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZY.

Fazendo-se o somatório de todos os momentos em relação ao eixo de simetria da viga:

$$\sum T = 0 \quad (327)$$

$$T_A + T_b - 2 \cdot 0,039 \text{ kN} \cdot m = 0 \quad (328)$$

$$T_A = T_b = 0,039 \text{ kN} \cdot m$$

7.4.1 Composição das Tensões na seção crítica.

A seção mais solicitada está na seção de $x=5760$ mm, como pode ser visto nos diagramas de esforços internos no anexo 32. Para compor as tensões nos diferentes planos, serão utilizadas novamente as Eq. (255) e (256), tanto para o esforço cisalhante quanto para o momento fletor.

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (255)$$

Sendo M_1 o momento fletor da seção no plano ZX e M_2 o momento fletor no plano XY.

$$M_1 = 361,35 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 0,671 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

O plano ZY não possui momento fletor, apenas momento torçor.

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (256)$$

Sendo Q_1 o esforço cortante da seção no plano ZX e Q_2 o esforço cortante no plano ZY.

$$Q_1 = 64,94 \text{ kN}$$

$$Q_2 = 0,121 \text{ kN}$$

Para a situação da ponte rolante carregada e realizando um ciclo de movimentação e içamento, os esforços internos sobre T1 são:

$$N = 0,77 \text{ kN}$$

$$M = 361,35 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T = 0,039 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$Q = 64,99 \text{ kN}$$

7.4.2 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Como dito anteriormente, o cálculo dos esforços do equipamento fora de serviço foi feito considerando somente o peso dos elementos.

Plano ZX

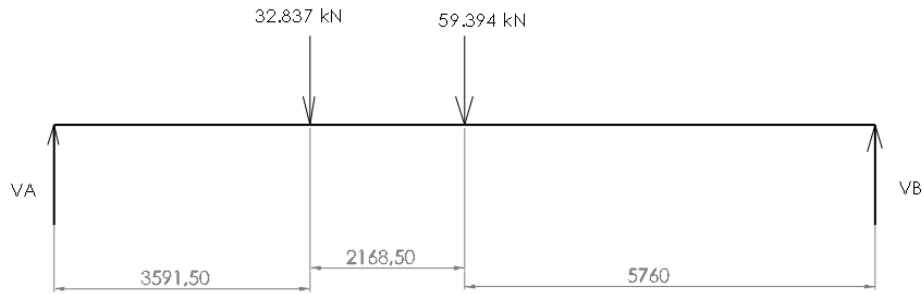


Figura 7.7- Diagrama de corpo livre de T1 para o plano ZX sem carregamento.

Os valores das reações encontrados pelo Mdsolids foram:

$$V_A = 52,52 \text{ kN}$$

$$V_B = 39,71 \text{ kN}$$

Utilizando os diagramas gerados pelo Mdsolids, obtiveram-se os esforços internos seção crítica de $x=5760$ mm para o equipamento fora de serviço:

$$N = 0$$

$$M = 222,79 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = 39,71 \text{ kN}$$

7.4.3 Aplicação dos critérios de falha para a viga T1

Durante o projeto de T1, verificou-se a possibilidade de se usar um perfil standard encontrado no mercado nacional. Tal medida visava diminuir o custo do projeto, entretanto nenhum perfil fornecido pelos fabricantes apresentava os requisitos mínimos de resistência e rigidez necessários no projeto. Para resolver tal problema, projetou-se o perfil da viga T1, que pode ser visto na Fig. (7.8). Os demais fatores de área podem ser verificados em seguida.

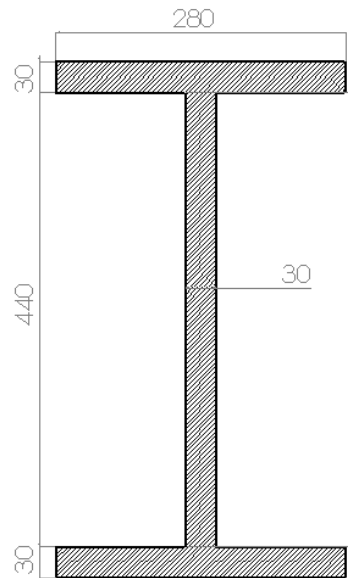


Figura 7.8- Vista em corte de T1.

$$I=0,0867 \text{ m}^4$$

$$J=0,188 \text{ m}^4$$

$$C=0,25 \text{ m}$$

$$A= 0,081 \text{ m}^2$$

7.4.3.1 Critério de falha para vida em fadiga.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 laminado a quente com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163 [11]: $M_m=291,29 \text{ kN}\cdot\text{m}$;

$M_a=70,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m= 0,0195 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_a=0,0195 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $\sigma_A=196,561 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=812,144 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A= 0,026 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=0,026 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'= 19,976 \text{ MPa}$; $\sigma_m'=84,214 \text{ MPa}$; $S_e'= 294,84 \text{ MPa}$; $K_a= 0,84$; $K_b=1,8099$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=239,45 \text{ MPa}$; GOODMAN=4,45.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 4,45 para critério de GOODMAN. Alívios não foram feitos neste elemento.

7.4.3.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga T1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=1017,031$

kN/m^2 ; $\tau=8063,794 \text{ kN/m}^2$; $O_c=508,515 \text{ kN/m}^2$; $r_h= 953,329 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=14,614 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-4,448 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento $=30,681$; Energia de distorção $=33,859$.

Os fatores de segurança para critérios estáticos encontrados foram de 30,681 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis e de 33,859 para energia de distorção para materiais dúcteis.

7.4.3.3 Critério de falha quanto à rigidez à deflexão.

A viga T1 flete de maneira similar a viga D1, devido a suas cargas assimétricas. Por tal motivo, o cálculo da deflexão realizado na seção 6.6.4 será repetido.

$$F= 78,05+43,417=146,964 \text{ kN}$$

$$a=\text{local de aplicação da carga}=5760 \text{ mm}$$

$$E=\text{Módulo de elasticidade}=200 \text{ GPa}$$

$$I=\text{Momento de inércia em relação ao centroide}=0,0897 \text{ m}^4$$

$$l=\text{Comprimento total da viga}=11520 \text{ mm}$$

Segundo a norma [15], a rigidez à deflexão permitida é igual a $11520 \text{ mm}/2 \cdot 0,001=5,56 \text{ mm}$.

A deflexão encontrada para T1 foi de 0,235 mm. Logo, esta está aprovada por deflexão.

7.4.3.4 Simulação da viga T1

Novamente, foi utilizado o programa Solidworks. Utilizou-se o mesmo aço 1045 customizado anteriormente utilizado na seção 5.3.4.

A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de T1. Tal viga possui 11,52m de comprimento por 280 mm de largura e 500 mm de altura, como pode ser visto na Fig. (7.9).

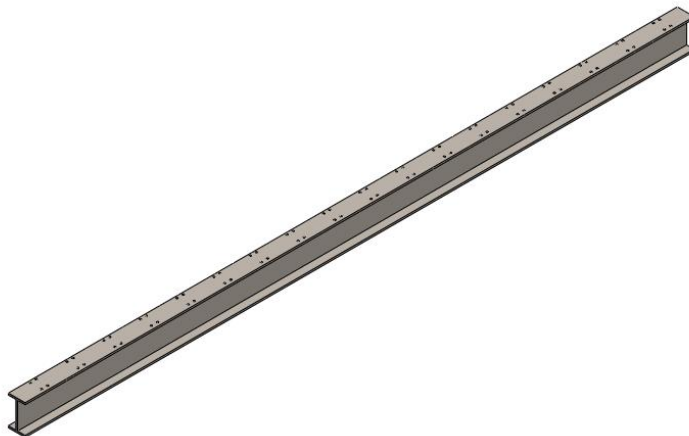


Figura 7.9-Vista isométrica da viga T1.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (7.10).

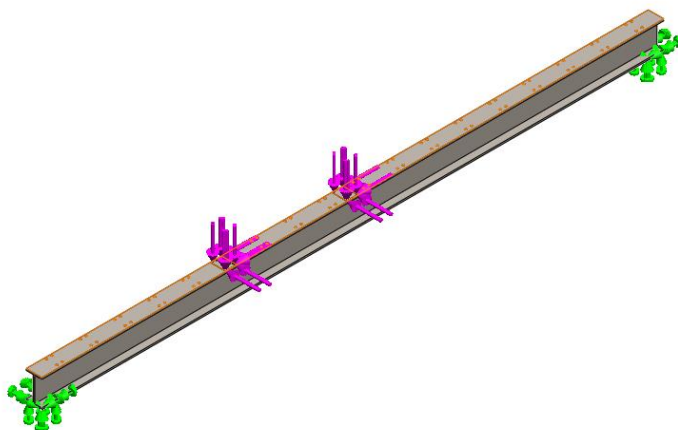


Figura 7.10-Carregamento e fixação T1.

- Representação da malha e dados sobre a mesma, mostrados nas Fig. (7.11) e (7.12).



Figura 7.11-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha padrão
Transição automática:	Desativada
Incluir loops de malha automáticos:	Desativada
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho do elemento	91.307 mm
Tolerância	4.56535 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	42790
Total de elementos	21162
Proporção máxima	1.0238e+006
% de elementos com Proporção < 3	49.7
% de elementos com Proporção < 10	0.369
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:10
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 7.12-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- As tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (7.13) e (7.14).

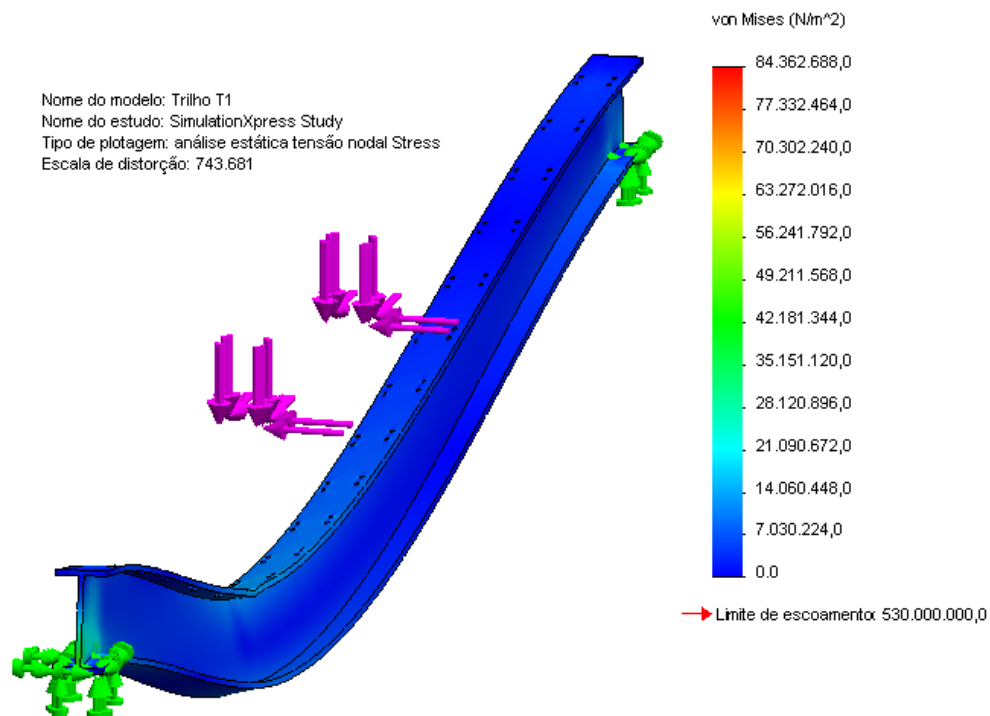


Figura 7.13-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

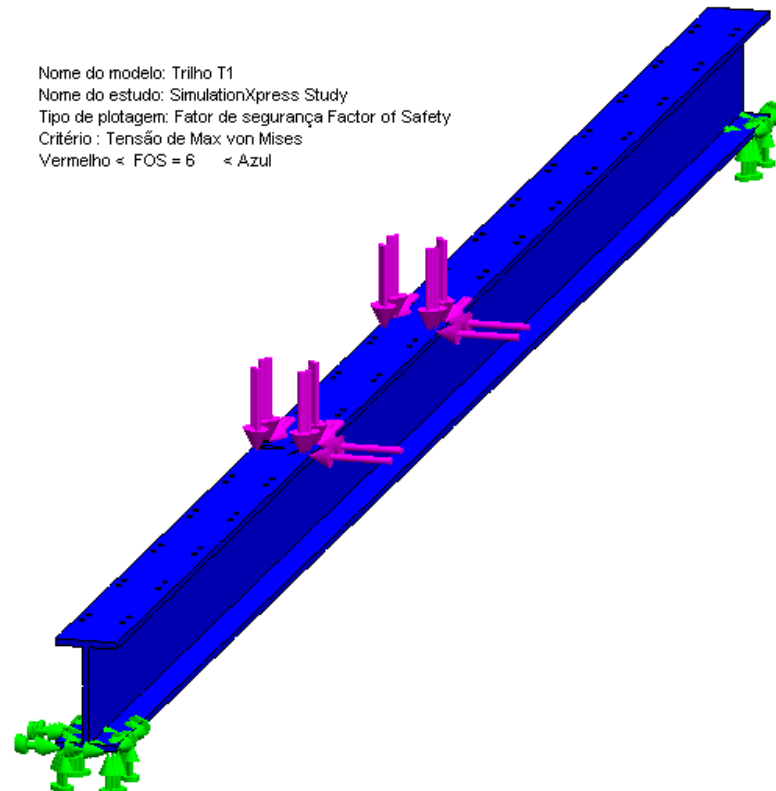


Figura 7.14-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

- As tensões de Von MISES para a situação sem carregamento podem ser vistas na Fig. (7.15).

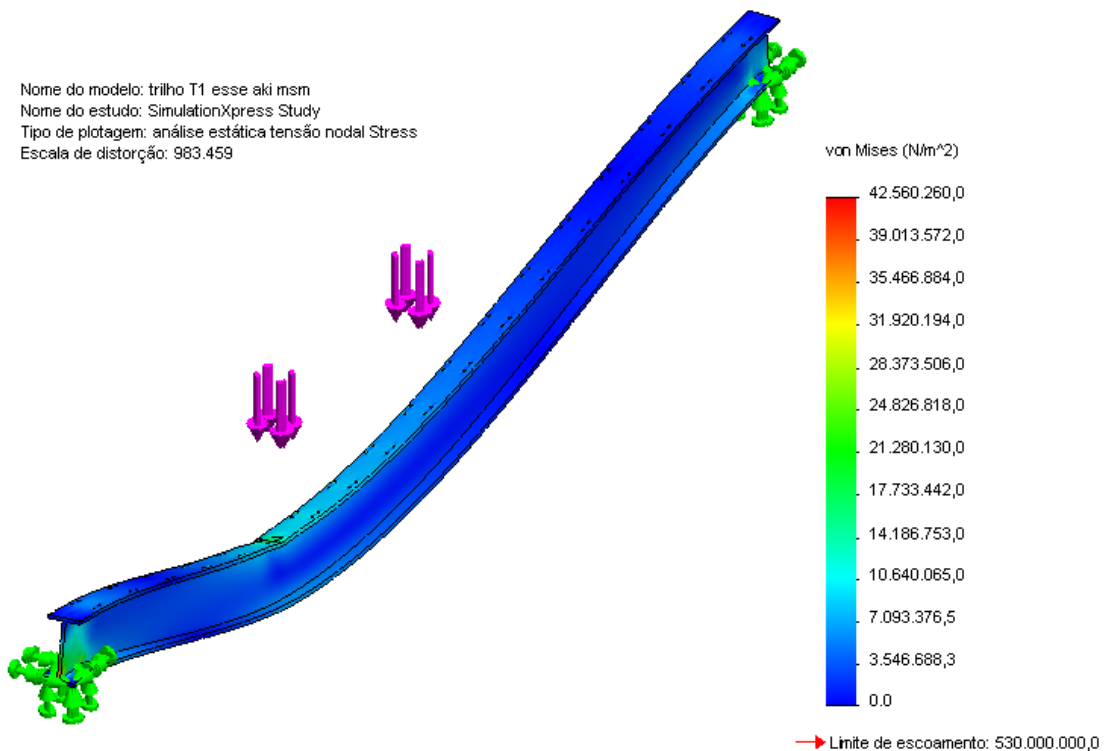


Figura 7.15-Representação das tensões mínimas em T1.

7.4.3.5 Fatores de segurança encontrados por simulação.

Repetindo o processo realizado na seção 5.9, calcularam-se os fatores de segurança para fadiga com base nas tensões máxima e mínima encontradas durante as simulações. Novamente, os fatores de segurança finais para T1 são:

Von MISES=6,282

GOODMAN=4,616

7.4.3.6 Soldas internas de da viga T1.

O cálculo dos cordões de solda foi realizado utilizando as equações já mencionadas na seção 4.9.6.

Nesta seção, utilizou-se o mesmo método aplicado na seção 5.11. Por tal motivo, o método não será explicitado. Os materiais são os mesmos, tanto para os metais de solda, aço 1045, quanto para o eletrodo utilizado.

Esforços:

$$N=0,77 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M=361,35 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=0,039 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=69,99 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I= 1,84 \text{ m}^4$$

$$J=1,99\cdot 10^5 \text{ m}^4$$

$$c=5,76 \text{ m}$$

$$b=15 \text{ mm}$$

Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$$Rd_2 = 180 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de solda.}$$

$$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 1045.}$$

$$\sigma_{misses} = 35,99 \text{ MPa} = \text{Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES.}$$

A Figura (7.16) mostra as representações da solda na peça.

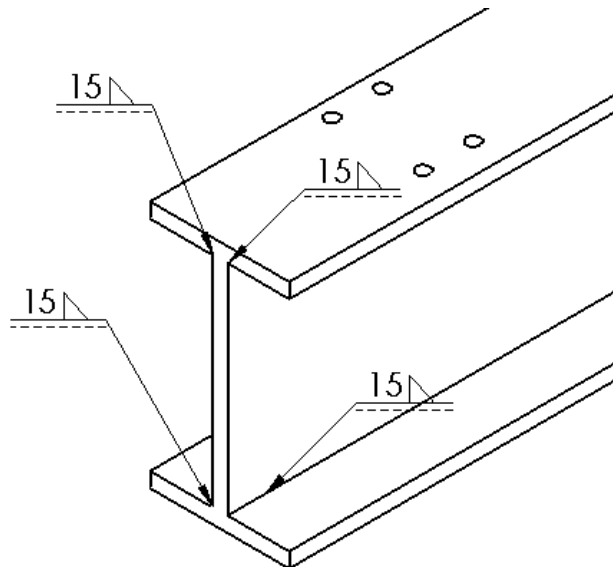


Figura 7.16- Soldas internas de T1

7.5 PROJETO DA COLUNA T2.

Para o projeto da coluna T2, primeiramente determinou-se sua geometria. Tal coluna possui largura maior que a viga T1 para possibilitar solda do tipo entalhe. Possui duas seções distintas, sendo a maior localizada na parte superior, onde possui as dimensões de 1000 mm por 340 mm. Sua base possui dimensões de 500 por 340 mm.

A altura desta coluna foi determinada fazendo-se a diferença entre a altura do pé direito do local de instalação de 5,7m menos a altura total da ponte rolante de 1,71m e altura da viga T1 e seu trilho somando 608 mm. Logo, a altura de T2 é de 3,18 m.

Os maiores esforços que T2 está submetida são: esforço normal com metade do peso do carro de valor 146,92 kN, esforço horizontal na direção X devido à movimentação da ponte rolante de intensidade igual a 0,77 kN, e por fim, esforço horizontal na direção Y devido à movimentação do carro de valor 0,3 kN. Com tais esforços, montou-se o diagrama de corpo livre para T2, que pode ser visto na Fig. (7.17).

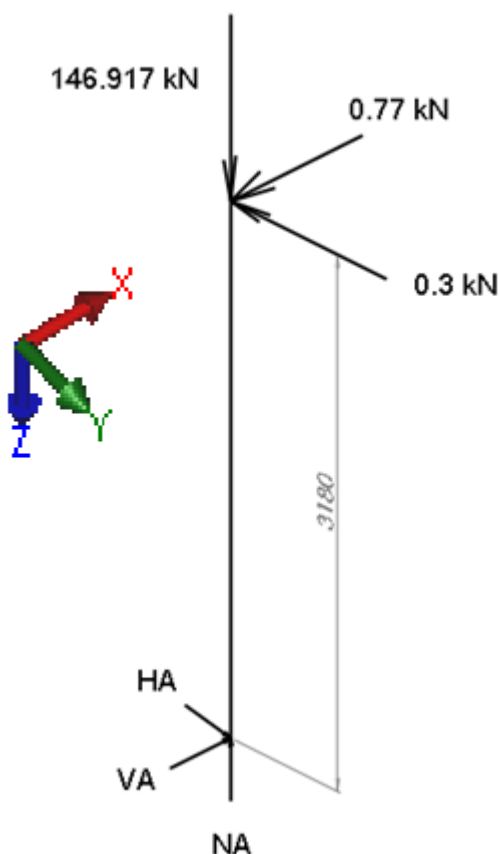


Figura 7.17-Diagrama de corpo livre da coluna T2.

O carregamento de T2 é principalmente axial e seus esforços radiais podem ser compostos em um único esforço resultante. Tal esforço possui 0,826 kN, mas é praticamente desprezível em comparação com o esforço normal de 146,92 kN.

Para a resolução deste diagrama de corpo livre, fez-se uma aproximação de T2 para uma viga engastada, e utilizou-se o software Mdsolids para o esforço combinado na extremidade de T2. Os diagramas de esforços internos estão no anexo 33 e valores máximos destes esforços encontram-se em $Z=0$. Tais esforços internos são:

$$N = 146,917 \text{ kN}$$

$$M = 2,63 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q = 0,826 \text{ kN}$$

7.5.1 Determinação dos esforços com o equipamento fora de serviço.

Os esforços sobre T2 fora de serviço podem se calculados com base nos esforços fora de serviço de T1 e da ponte rolante. Logo, para a situação sem carga e sem movimento, somente o esforço na direção normal de 92,231 kN é diferente de zero.

7.5.2 Aplicação dos critérios de falha para a viga T2

Como dito anteriormente, o perfil de T2 varia ao longo de sua altura. Logo, para efeito de projeto, os esforços serão contabilizados onde são maiores e onde a área transversal é menor. Tal área transversal menor pode ser vista na Fig. (7.18). Os coeficientes de área são iguais aos da viga T1, já que as dimensões são as mesmas.

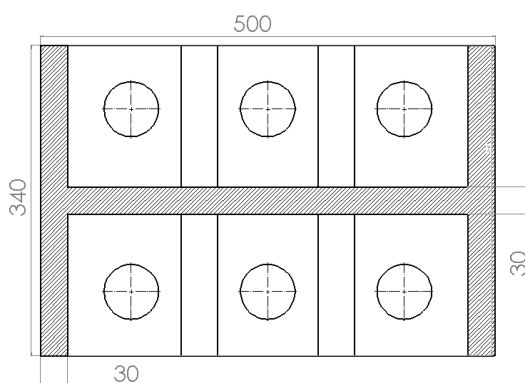


Figura 7.18- Vista em corte de T2.

$$I=0,0867 \text{ m}^4$$

$$J=0,188 \text{ m}^4$$

$$C=0,25 \text{ m}$$

$$A= 0,081 \text{ m}^2$$

7.5.2.1 Critério de falha para vida em fadiga.

A metodologia utilizada foi a mesma utilizada nos elementos anteriores. O material utilizado foi o aço 1045 usinado com resistência à tração de 585 MPa, resistência ao escoamento de 450 MPa, módulo de elasticidade de 206 GPa e dureza Brinel de 163 [11]: $M_m=1,315 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_a=13315 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $T_m=0$; $T_a=0$; $\sigma_A=3,666 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_m=3,666 \text{ kN/m}^2$; $\tau_A= 0 \text{ kN/m}^2$; $\tau_m=0 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_A'=3,666 \text{ MPa}$; $\sigma_m'= 3,666 \text{ MPa}$; $S_e'= 294,84 \text{ MPa}$; $K_a= 0,919$; $K_b=1,809$; $K_c=1$; $K_d=1,0019$; $K_e=0,753$; $K_f=1$; $S_e=370,093 \text{ MPa}$; GOODMAN=61,834.

O fator de segurança para critério de falha encontrado para vida em fadiga foi de 39,62 para critério de GOODMAN.

7.5.2.2 Critério de falha estático.

Utilizando o mesmo programa utilizado na seção 5.3.3.2 para critério estático dos suportes das polias fixas, mas agora para a viga T1, obtiveram-se os coeficientes já mencionados: $\sigma_x=5366,2 \text{ kN/m}^2$; $\tau=10,248 \text{ kN/m}^2$; $O_c=2683,1 \text{ kN/m}^2$; $r_h= 2683,15 \text{ kN/m}^2$; $\sigma_1=53,663 \text{ MPa}$; $\sigma_2=-0,002 \text{ MPa}$; Máximo cisalhamento =10,903 ; Energia de distorção=10,014

Os fatores de segurança para critérios estático encontrados foram de 10,9013 para Energia máxima de cisalhamento para materiais dúcteis, e de 10,014 para energia de distorção para materiais dúcteis.

7.5.2.3 Critério de falha quanto à rigidez à flambagem.

A viga T2 deflete basicamente por flambagem devido ao esforço axial e flete de maneira desprezível devido aos esforços horizontais. Para flambagem que é a deflexão principal, utilizou-se o livro texto [10] para determinar a força normal máxima que T2 pode ser submetida sem que ocorra flambagem.

O método de [10] consiste em determinar se é uma coluna curta ou uma coluna longa. Primeiramente determina-se o comprimento de flambagem com base no tipo de engastamento da coluna e no comprimento nominal desta. Os tipos de engastamento podem ser vistos na figura (7,19).

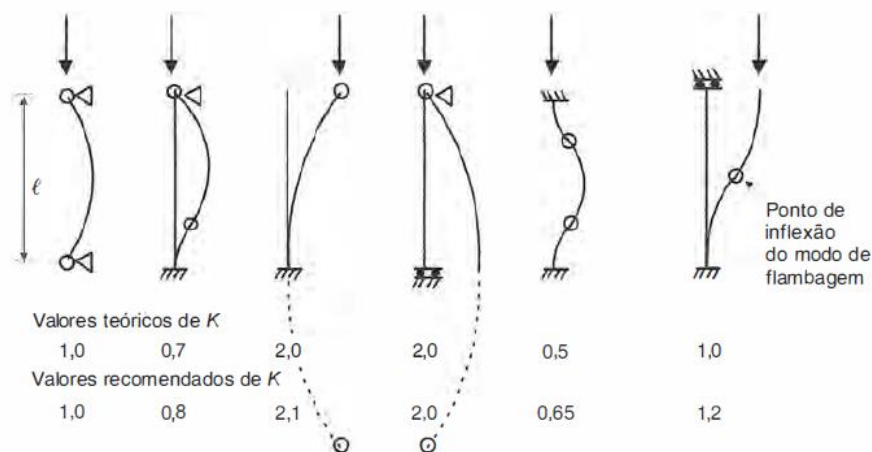


Figura 7.19- Tipos de engastamento e valores teóricos de K.

Com a figura (7.19) pode-se calcular o comprimento de flambagem como realizado na equação (257).

$$l_{fl} = K \cdot l = 2 \cdot 3,18m = 6,36m \quad (257)$$

Em seguida calcula-se o raio de giração i por $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ sendo que I é o momento de inércia em relação ao centroide e A a área transversal de T2, $i=1,034$ m. O valor de i e l_{fl} é utilizado para calcular o índice de esbeltes. Pela equação (258).

$$\lambda = 0,0133 \left(\frac{K \cdot l}{i} \right) \quad (258)$$

Com o valor de λ e utilizando a tabela A.22 mostrada na figura (7.20) encontra-se a razão de $\frac{f_c}{f_y}$ sendo que f_c a tensão máxima admissível sem deflexão e f_y o limite de escoamento do material da coluna.

$$\lambda_0 = \frac{Kl}{i} \sqrt{\frac{Q f_y}{\pi^2 E}}$$

λ_0	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	λ_0
0,0	1,000	1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	0,998	0,998	0,997	0,997	0,0
0,1	0,996	0,995	0,994	0,993	0,992	0,991	0,989	0,988	0,987	0,985	0,1
0,2	0,983	0,982	0,980	0,978	0,976	0,974	0,972	0,970	0,968	0,965	0,2
0,3	0,963	0,961	0,958	0,955	0,953	0,950	0,947	0,944	0,941	0,938	0,3
0,4	0,935	0,932	0,929	0,926	0,922	0,919	0,915	0,912	0,908	0,904	0,4

Figura 7.20-Valores de λ [10].

No caso de T2 $\lambda = 0,0806$, logo $\frac{f_c}{f_y} = 0,997$. $f_y = 450 \text{ MPa}$ para o aço 1045 logo o valor de $f_c = 448,65 \text{ MPa}$. Utilizando a equação (259) encontra-se a força máxima a qual T2 pode ser submetida sem flambar.

$$ND = 0,9 \cdot A \cdot f_c = 3,27 \cdot 10^3 \text{ kN} \quad (259)$$

O esforço máximo de T2 é de valor 146,49 kN , aplicando o fator de segurança de projeto de 2,94 obtêm se 430,7 kN. Logo, flambagem não é um problema para T2.

7.5.2.4 Simulação da coluna T2

Novamente, foi utilizado o programa Solidworks. Utilizou-se o mesmo aço 1045 customizado anteriormente utilizado na seção 5.3.4.

A seguir, serão apresentados os principais pontos da simulação bem como os resultados obtidos.

- Abaixo está a geometria final de T2. Tal viga possui 3,18 m de comprimento por 340 mm de largura e 500 mm de espessura, como pode ser visto na Fig. (7.21).

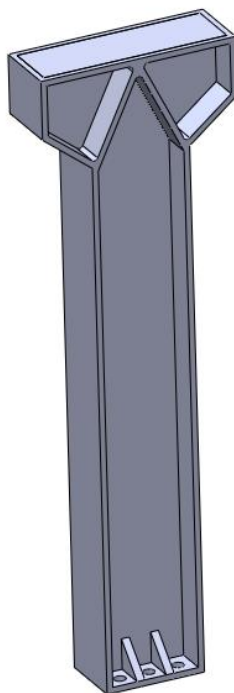


Figura 7.20-Vista isométrica da viga T2.

- Durante a simulação, os esforços foram dispostos de maneira a serem os mais fiéis à realidade. As representações de tais esforços devido ao carregamento podem ser vistos na Fig. (7.22).

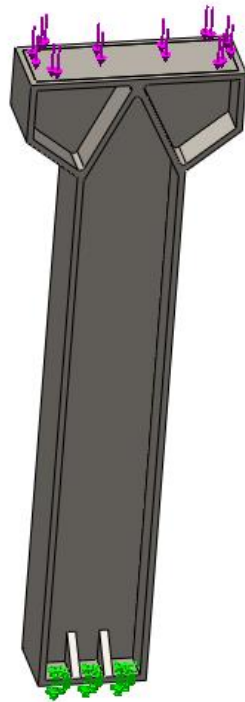


Figura 7.22-Carregamento e fixação T2.

- Representação da malha e dados sobre a mesma, mostrados nas Fig. (7.23) e (7.24).



Figura 7.23-Representação da malha de elementos finitos utilizada na simulação.

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo de elemento	0 mm
Tamanho de elemento mínimo	0 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	19353
Total de elementos	9578
Proporção máxima	6.6149
% de elementos com Proporção < 3	96.1
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:03
Nome do computador:	LUCAS-PC

Figura 7.24-Dados sobre a malha de elementos finitos gerados pelo software utilizado.

- As tensões na viga calculadas por Von MISES e o fator de segurança acima de 2,94 podem ser vistos nas Fig. (7.25) e (7.26).

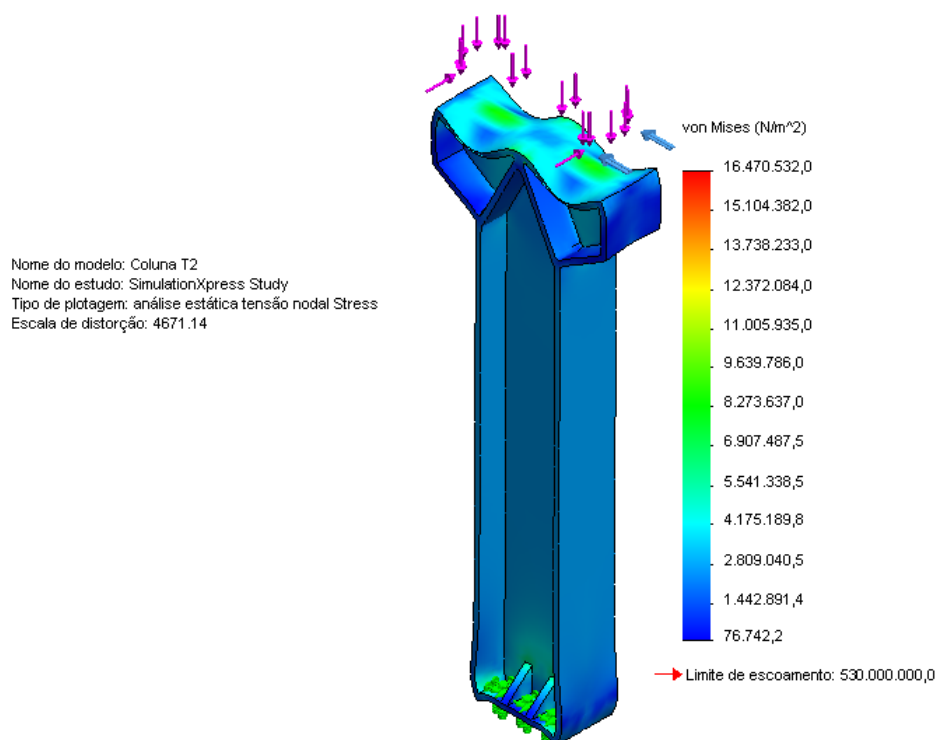


Figura 7.25-Tensão de Von MISES no suporte de polias fixas.

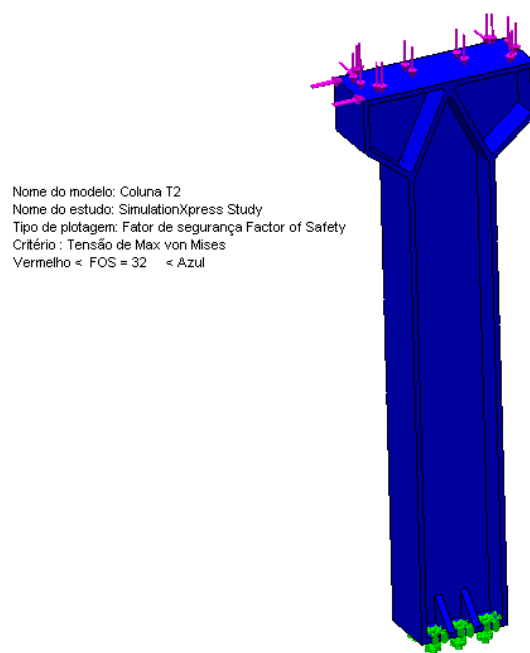


Figura 7.26-Representação em vermelho dos locais onde o fator de segurança é menor que 2,94.

- As tensões de Von MISES para a situação sem carregamento podem ser vistas na Fig. (7.27).

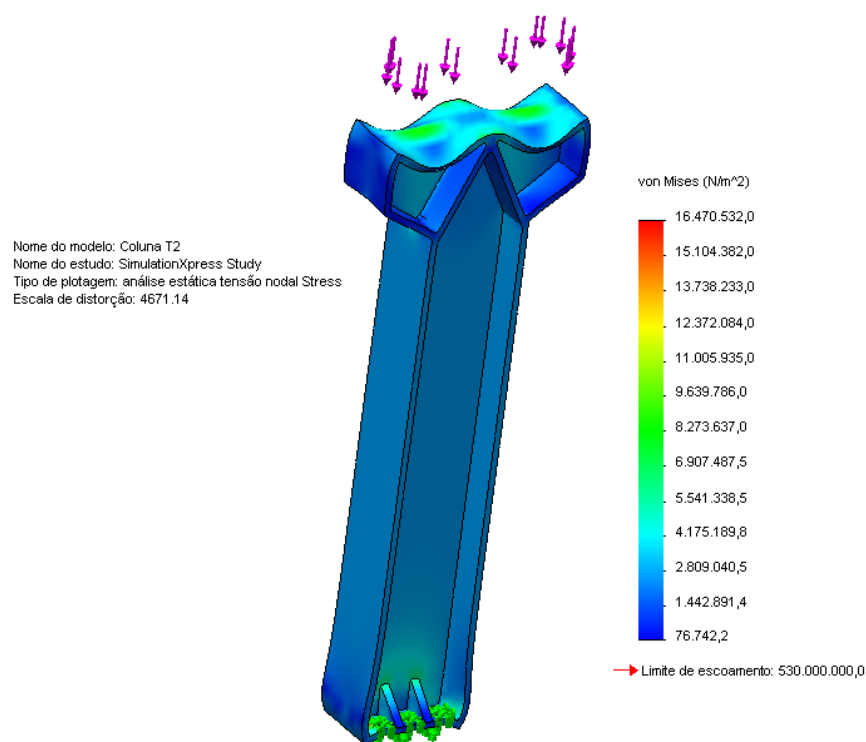


Figura 7.27-Representação das tensões mínimas em T2.

7.5.2.5 Fatores de segurança encontrados por simulação.

Repetindo o processo realizado na seção 5.9, utilizaram-se as Eq. (314) e (315) para calcular os fatores de segurança para fadiga com base nas tensões máxima e mínima encontradas durante as simulações. Novamente os fatores de segurança finais para T2 são:

$$\text{Von MISES}=20,200$$

$$\text{GOODMAN}=24,304$$

7.6 ELEMENTOS DE LIGAÇÃO.

7.6.1 Parafusos

Novamente, a seleção dos parafusos dos elementos do trilho foi feita utilizando a norma [04].

Com os valores do diâmetro dos parafusos de cada componente e os esforços sobre estes, calcularam-se as tensões que os parafusos de cada componente estariam sujeito. Com os valores do diâmetro, resistência mínima e o comprimento, selecionaram-se os parafusos para o carro. Para melhor organização, construiu-se a Tab. (7.1).

Tabela 7.1- Dados dos parafusos e seus modelos.

Local de instalação	Diâmetro [mm]	Tensão [MPa]	Resistência mínima [MPa]	Resistência parafuso [MPa]	Comprimento [mm]	Modelo
Trilho carro	16	1,13	3,35	96	70	Belenus 5,8 M16 Sextavado –rosca parcial
Trilho ponte	20	1,49	3,4	125	100	Belenus 5,8 M20 Sextavado –rosca parcial

Todos os parafusos são de rosca parcial para atender a recomendações da norma [04] para o esforço de cisalhamento. Todos os modelos podem ser encontrados no mercado nacional. Os parafusos do mancal lateral e seu suporte são iguais aos do mancal das rodas da ponte.

7.6.2 Soldas

O cálculo dos cordões de solda foi realizado utilizando as equações já mencionadas na seção 4.9.6, as Eq. (61) até (68).

Há duas soldas diferentes nos trilhos: entre T1 e T2, e entre os suportes dos amortecedores e T1. Nesta seção, utilizou-se o mesmo método aplicado na seção 5.11. Os materiais são os mesmos, tanto para os metais de solda, aço 1045, quanto para o eletrodo utilizado.

Suporte dos amortecedores e T1

Esforços:

$$N=0$$

$$M=0,081 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=0,015 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=0,3 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I=0,552 \text{ m}^4$$

$$J=2,11 \text{ m}^4$$

$$c=0,11 \text{ m}$$

$$b=10 \text{ mm}$$

$$l=642 \text{ mm}$$

Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$$Rd_2 = 180 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de solda}$$

$$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 1045}$$

$$\sigma_{misses} = 0,336 \text{ MPa} = \text{Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES}$$

A Figura (7.28) mostra as representações da solda na peça.

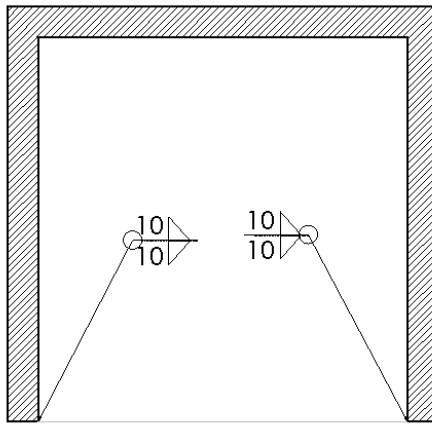


Figura 7.28- Soldas entre o suporte dos amortecedores e T1

Solda entre as vigas T1 e T2

Esforços:

$$N=64,94 \text{ kN}$$

$$M=361,35 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T=0,039 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$Q=0,77 \text{ kN}$$

Dados do cordão de solda.

$$I=0,049 \text{ m}^4$$

$$J=0,155 \text{ m}^4$$

$$c=0,250 \text{ m}$$

$$b=30 \text{ mm}$$

Os dados de resistência de cada material e tensão necessária calculada com o fator de segurança de projeto de 2,94 seguem abaixo.

$$Rd_2 = 180 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de solda}$$

$$Rd_1(1045) = 243 \text{ MPa} = \text{Resistência do metal de base 1045}$$

$$\sigma_{misses} = 72,127 \text{ MPa} = \text{Resistência mínima da solda encontrada por Von MISES}$$

A Figura (7.29) mostra as soldas na peça.

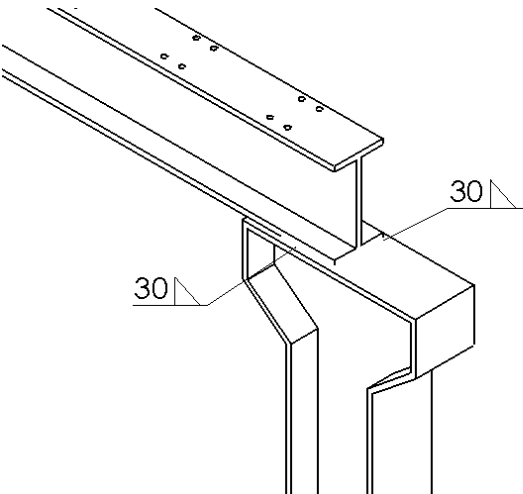


Figura 7.29-Soldas entre D1 e D2

7.6.3 Grampos de fixação dos trilhos do carro.

A fixação dos trilhos é feita por meio de grampos. Cada perfil de trilho possui grampos com dimensões específicas, e o espaçamento destes furos depende do comprimento do trilho e do perfil selecionado.

Os grampos são fixados por meio de parafusos passantes na estrutura. Tais parafusos são determinados somente quanto ao seu diâmetro, e sua resistência não é determinada por norma. Os furos de tais grampos são feitos das extremidades para dentro do trilho, desta maneira no centro do trilho há mais grampos que em sua extremidade. As dimensões dos grampos do trilho do carro bem como os espaçamentos destes podem ser vistos nas Fig. (7.30) e (7.31).

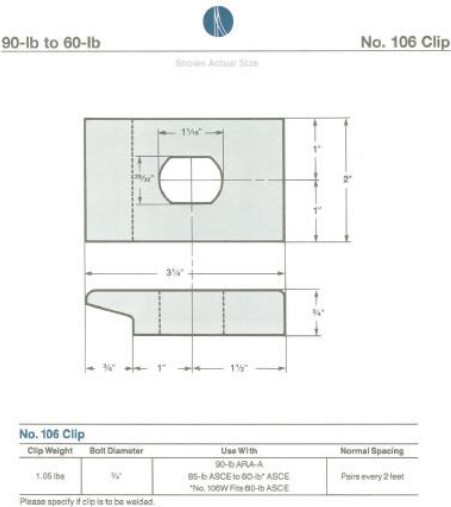
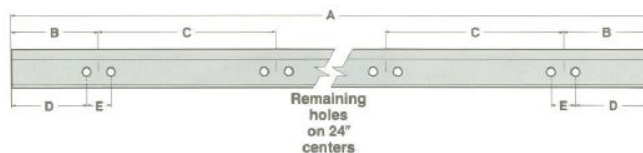


Figura 7.30-Grampos para modelo de trilho de 60 lb.



Hook Bolt Hole Spacing*

Rail Weight	A	B	C	D	E
175-lb to 104-lb	60'	23"	25"	20 1/4"	5 1/2"
175-lb to 90-lb	39'	23"	19"	20 1/4"	5 1/2"
85-lb to 40-lb	40'	16"	20"	14"	4"
30-lb and 25-lb	40'	12"	24"	10"	4"
60-lb and 40-lb	30'	16"	20"	14"	4"
30-lb to 12-lb	30'	12"	24"	10"	4"

*See page 37 for rail end drilling.

Figura 7.31-Espaçamento entre os grampos.

7.7 SELEÇÃO DOS ELEMENTOS DE FIM DE CURSO.

Como na seção 6.3, optou-se por utilizar o mesmo modelo da chave de fim curso utilizada no carro. Já para o amortecedor, primeiramente verificou-se se o modelo utilizado no carro atendia o projeto para a ponte rolante como um todo. Para isso, utilizou-se as equações da seção 6.3.1 e encontraram-se os fatores de seleção do amortecedor mostrados abaixo:

$$E_k = 210,8 J$$

$$E_w = F_D \cdot S = 52,71 J$$

$$E_t = E_k + E_w = 263,51 J$$

$$\text{Energia total por hora- } E_t \cdot C = 23715,9 J/h$$

Com tais dados, notou-se que o mesmo amortecedor selecionado para o carro poderia ser utilizado para a ponte rolante.

8 CUSTOS

Após a finalização do projeto, construiu-se a Tab. (8.1), que relaciona todos os elementos projetados e selecionados neste projeto. O valor final é aproximado, devido à dificuldade de obtenção de dados atuais sobre os preços de determinados componentes.

A tabela de custo é formada pelo elemento, número de ocorrência deste elemento, valor unitário de cada elemento, valor parcial da soma dos elementos de cada tipo, fonte de pesquisa de orçamento e, por fim, a soma final de custo.

Tabela 8.1-Tabela orçamentaria do projeto.

Elemento	Número	Valor	Valor Parcial	Fonte
Mancal Sistema de içamento	03	2074,21	6222,63	https://www.motionindustries.com/productDetail.jsp?sku=01508921
Mancal carro	08	1355,43	10843,45	https://www.motionindustries.com/productDetail.jsp?sku=00594576
Mancal ponte	10	306,46	3064,64	http://www.alibaba.com/showroom/skf-snl-516--613-pillow-block-bearing.html
Rolamento Sistema de içamento	03	288,15	864,45	https://www.ekugellager.de/carb-toroidal-rollenlager-c22-c23-
Rolamento carro	08	598,16	4785,28	https://www.ekugellager.de/carb-toroidal-rollenlager-c22-c23-?pagenumber=4#!/query=C%202314&Width=0&DiameterInner=0&DiameterOuter=0&PageNum=0&FilterManufacturers=SKF
Rolamento ponte	08	481,81	3854,44	https://www.ekugellager.de/carb-toroidal-rollenlager-c22-c23-?pagenumber=4#!/query=2313%20K&Width=0&DiameterInner=0&DiameterOuter=0&PageNum=0&FilterManufacturers=SKF
Viga A1	01	2514,86	2514,86	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Suporte polias fixas	02	1544,20	3088,40	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Viga B1	01	7519,64	7519,64	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Viga B2	01	4521,41	4521,41	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Viga C1	01	5620,42	5620,42	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
D1	02	9380,19	18761,74	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
D2	02	10753,44	21506,88	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Suporte amortecedor	04	298,81	1195,24	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Suporte mancal lateral ponte	02	232,70	465,40	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Elemento	Número	Valor	Valor parcial	Fonte

Fixador cabo de aço	02	8,97	17,94	http://www.alibaba.com/showroom/sae-1020-round-steel-bars.html
Viga T1	06	5274	31644	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Coluna T2	08	2130	17040	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Tambor de enrolamento	01	3830,8	3830,8	http://portuguese.alibaba.com/products/heavy-duty-lifting-machine-steel-cable-winding-drum-641091432.html
Eixo sistema de içamento	01	3032,6	3032,6	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Eixo polias fixas	01	376,99	376,99	http://www.alibaba.com/showroom/1050-steel.html
E1	02	248,06	496,13	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
E2	01	99,22	99,26	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
E3	02	200,35	400,70	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
P1	04	248,67	994,68	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
P2	02	825,87	1651,75	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Chaveta eixo içamento	03	1,97	5,91	http://www.alibaba.com/showroom/sae-1020-round-steel-bars.html
Chaveta eixo carro	12	2,6	31,2	http://www.alibaba.com/showroom/sae-1020-round-steel-bars.html
Chaveta eixo ponte	08	3,5	28	http://www.alibaba.com/showroom/sae-1020-round-steel-bars.html
Rodas carro	04	38,97	155,88	http://negociol.com/p260391-ferro-fundido-nodular.html
Roda ponte	04	104,13	416,52	http://negociol.com/p260391-ferro-fundido-nodular.html
Trilho carro	02	409,59	819,18	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Trilho ponte	08	2340	18720	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Freio sistema de içamento	01	9193,92	9193,92	http://www.porttechnology.org/directory/sibre_siegerland_bremsen_gmbh/products/7563
Acoplamento sistema de içamento	01	1136,92	1136,92	http://www.steelsparrow.com/skf-horizontal-grid-coupling-set-tgh-1090-coupling-size-consists-of-2-x-hub-phe-1090tgrsb-1-x-grid-phe-1090tggrid-and-1-x-cover-phe-1090tghcover-and-1-x-kit-phe-1090tghkit-grid-coupling-set.html
Acoplamento carro	04	306,46	1225,85	http://www.alibaba.com/showroom/gear-coupling.html
Acoplamento ponte	08	500	4000	http://www.alibaba.com/showroom/gear-coupling.html
Polias fixas	05	200,68	1003,4	http://www.dlhone.com.co.uk/dsr-s-wire-rope-pulleys-with-bearing-621-p.asp
Elemento	Número	Valor	Valor parcial	Fonte

Motoredutor sistema de içamento	01	12105,38	12105,32	http://www.ebay.com/itm/SEW-EURODRIVE-GEAR-MOTOR-NEW-10HP-K107-87-1-RIGHT-ANGLE-WITH-BRAKE-/255132551433
Motoredutores carro	02	7646,27	15292,55	http://www.ebay.com/itm/SEW-Eurodrive-Gear-Motor-S97-10-HP-Helical-Worm-/290609259140
Motoredutores ponte	04	10900,32	43601,31	http://www.ebay.com/itm/SEW-EURODRIVE-GEAR-MOTOR-NEW-10HP-K107-87-1-RIGHT-ANGLE-WITH-BRAKE-/255132551433
Amortecedores carro	04	350	1400	http://www.magral.com.br/
Chave fim de curso	04	58	232	http://lista.mercadolivre.com.br/chave-fim-de-curso-lukma
Parafuso tambor	04	0,42	1,68	http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/tabela-de-precos.pdf
Parafuso mancal tambor	06	0,75	4,5	http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/tabela-de-precos.pdf
Parafuso redutor tambor	04	63,5	254	http://www.belenus.com.br/
Parafuso mancal carro	06	4,41	70,56	http://www.afsrhuck.net/us/br/Produtos/Fixadores/HuckBolts/Huck360.html
Parafuso redutor carro	16	4,41	70,56	http://www.afsrhuck.net/us/br/Produtos/Fixadores/HuckBolts/Huck360.html
Parafuso redutor ponte	08	12	96	http://www.afsrhuck.net/us/br/Produtos/Fixadores/HuckBolts/Huck360.html
Parafuso mancal ponte	20	2,4	48	http://www.afsrhuck.net/us/br/Produtos/Fixadores/HuckBolts/Huck360.html
Parafuso amortecedor	32	2,4	76,8	http://www.afsrhuck.net/us/br/Produtos/Fixadores/HuckBolts/Huck360.html
Parafuso trilho ponte	48	12,3	590,4	http://www.belenus.com.br/
Parafuso trilho carro	432	4,41	1905,12	http://www.belenus.com.br/
Parafuso mancal içamento	06	20,5	123	http://www.belenus.com.br/
Clipes Trilho carro	48	3,45	165,6	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Clipes trilho ponte	432	4,6	1987,2	https://www.midweststeelsupply.com/store/1045turnedgroundandpolishedbar
Moitão	01	2452	2452	http://bullseyeindustrialsales.com/10-ton-4-sheave-crane-hook-+-block-12dia-sheaves-1-wire-rope-50403
Cabos aço	01	850	850	http://www.4x4brasil.com.br/forum/ver-dem-se-pecas-e-acessorios/58316-cabo-aco-cimaf-5-16-25-mts.html
Anel de retenção eixo tambor	02	8,5	17	http://stores.ebay.com/Asetek
Anel de retenção eixo carro	08	4,75	38	http://stores.ebay.com/Asetek
Anel de retenção eixo ponte	08	5,7	45,6	http://stores.ebay.com/Asetek

Por fim, após este levantamento, estimou-se o custo em 255 mil reais, sem custos de operação e frete dos equipamentos. Estimando-se os tais encargos em 15% sobre o valor total, o custo final estimado é de 300 mil reais aproximadamente.

9 PINTURA DE SEGURANÇA

Segundo a norma NBR 7195, a pintura deste equipamento deve ser em sua maior parte na cor amarela. Tal cor é designada pela norma para equipamentos ou partes de equipamentos que necessitam de maior atenção durante sua operação. Para os elementos que apresentam perigo direto ao operador, a cor empregada deve ser alaranjada, como o caso do moitão.

Em ambas as cores são utilizadas ranhuras na cor preta para aumentar o contraste e permitir maior visibilidade da situação de perigo do equipamento.

A estrutura dos trilhos não necessita de pintura especial, pois esta não apresenta perigo. Um exemplo de pintura deste tipo de equipamento pode ser visto na Fig. (9.1).



Figura 9.1-Pintura típica de uma ponte rolante
(<http://www.demagcranes.com.br/files/content/sites/br/files/Products/Anwendungsbeispiele/Prozesskrane/39339-1.jpg>).

Outro ponto importante sobre a segurança é a instalação de alto falantes que permitam que avisos sonoros sejam emitidos durante a utilização do equipamento (NR 11). A operação do equipamento projetado deverá ser feita por meio de uma botoeira ligada por meio de fio ao equipamento, logo se faz necessário treinamento específico dos técnicos do laboratório para a operação correta do equipamento (NR 11).



Figura 9.2-Ponte rolante com botoeira.(<http://www.pfgprevencao.com/cursos/ponte-rolante/>)

10 CONCLUSÃO

Tal projeto do departamento de Engenharia Mecânica visava analisar o problema de movimentação de cargas no laboratório de processos de fabricação e propor a melhor solução dentro do universo dos equipamentos de elevação e transporte.

Neste projeto, tentou-se ser o mais conservador possível, sem extrapolar os limites do bom senso. O uso de um fator de segurança relativamente alto, seguido pelo uso sempre mais conservador da norma, e a verificação dos resultados por meio de simulações visou prevenir futuras falhas e permitir a construção de um equipamento útil, de boa robustez e baixa manutenção.

A seleção dos componentes selecionados teve como principal requisito sua disponibilidade no mercado nacional. Tal restrição foi feita para facilitar a construção deste projeto.

Ao chegar nesta etapa pode-se fazer uma avaliação do que se obteve sucesso e o que pode ser melhorado. Iniciando-se pelo sistema de içamento a escolha de um tambor robusto não muito longo se mostrou acertada, entretanto a escolha de projeto do não enrolamento sobreposto dos cabos de aço poderia ser revista. Tendo em vista que poderia-se diminuir as dimensões deste e consequentemente as dimensões do equipamento.

Sobre o projeto do carro. A escolha de projetar-se cada viga para cada posição se mostrou correta, tal decisão de projeto permitiu uma grande economia de espaço e uma notável redução no peso do carro. Tal observação vale para a ponte rolante em si.

Analisando-se a ponte rolante nota-se que a decisão de projetar a estrutura desta de maneira simétrica se mostrou correta e conveniente, pois permitiu uma redução significativa na complexidade do projeto caso tivesse sido projetada da mesma maneira que o carro fora projetado.

Por fim a estrutura dos trilhos foi projetada de maneira a não comprometer a movimentação no prédio SG-09. Tal decisão de projeto se mostrou correta tendo em vista o objetivo deste projeto.

Conclui-se que as etapas abordadas foram finalizadas, faltando apenas o projeto do sistema elétrico deste sistema. Todos os elementos estruturais foram definidos, assim como os meios de ligação entre tais elementos. O custo foi estimado e a pintura final do equipamento definida, logo se conclui que este projeto está finalizado, mas como todo projeto pode ser otimizado.

11 BIBLIOGRAFIA

[11][SHIGLEY, Joseph Edward. Projeto de engenharia mecânica. 7ª.ed. PORTO ALEGRE: Bookman, 2006]

[01] [[Máquinas de Elevação e Transporte](#) N. Rudenko -1976]

[HIBBELER, R.C. Resistência dos materiais. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004].

[17] (Ernst, H. Aparatos de Elevación y Transporte)

[04][ABNT NBR 8400]

[07][ABNT NBR 11375]

[14][ABNT NBR 6375]

[ABNT NBR 7125]

[12] [DIN471]

[18][DIN 15018]

[ASME B30.2-2005: Overhead and Gantry Cranes]

[15][ASW D1.1-Structural Welding code-stell]

[16][ASTM A504]

[NR 11]

[02][Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas - Ponte rolante – aplicação não-siderúrgica, Arthur Tamasauskas, São Paulo, 2000]

[03][Projeto Mecânico de Elemento de Máquinas, Jack A. Collins, Editora LTC, Rio de Janeiro, 2006]

[08][Annelise Zeemann , 'A Soldagem por Fusão para Reconstrução de Componentes de Ferro fundido']

[10][Walter Pfeil e Michèle Pfeil , 'Estruturas de aço-Dimensionamento prático']

[05][Manual Técnico de cabos CIMAF]

[Aplicação da técnica da dupla camada na soldagem do aço ABNT 1045-ALESSANDRA GOIS LUCIANO DE AZEVEDO-2002]

[20][THE CRANE RAIL BOOK-2002 ATLANTIC TRACK &TURNOUT CO.]

[<https://portogente.com.br/portopedia/guindaste-73053>]

[<http://www.makroengenharia.com.br/2010.php>]

[<http://www.liebherr.com.br/pt-PT/136571.wfw>]

[<https://portogente.com.br/portopedia/guindaste-73053>]

[<http://www.ventowag.com.br/portico-rolante-univiga-work-pw-20.php>]

[<http://www.climber.com.br/produtos/semi-portico/univiga>]

[<http://www.demagcranes.com.br/cms/site/br/page102336.html>]

[06][<http://www.helevar.com.br/acessorios/1hr.asp>]

[06][<http://www.helevar.com.br/acessorios/1hr.asp>]

[06] [<http://www.helevar.com.br/acessorios/polias.asp>]

[06] [<http://www.helevar.com.br/acessorios/polias.asp>]

[http://www.denversa.com.br/site/home/produto_detalhes/21]

[<http://www.denversa.com.br/site/files/produtos/82388dd7e02c022a6107b7d038292655.pdf>]

[<http://www.denversa.com.br/site/files/produtos/77c3651119f8803baefa2e26136a1e0c.jpg>]

12 ANEXOS

Anexo I	Esforços internos no tambor de enrolamento para o caso dos cabos de aço desenrolados.	49
Anexo II	Esforços internos no tambor de enrolamento para o caso dos cabos de aço enrolados.	52
Anexo III	Esforços internos no eixo do tambor de enrolamento.	65
Anexo IV	Esforços internos na placa de fixação dos cabos de aço	85
Anexo V	Dados Técnicos Moto redutor SEW do sistema de içamento	91
Anexo VI	Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de içamento	91
Anexo VII	Dados Técnicos dos rolamentos do sistema de içamento	96
Anexo VIII	Dados Técnicos do acoplamento do sistema de içamento	97
Anexo IX	Dados Técnicos do freio do sistema de içamento	98
Anexo X	Esforços internos no eixo das polias fixas	110
Anexo XI	Esforços internos do Suporte das polias fixas	125
Anexo XII	Esforços internos da Viga A1	146
Anexo XIII	Esforços internos da Viga B1	155
Anexo XIV	Esforços internos da Viga B2	170
Anexo XV	Dados Técnicos Motoredutor SEW do sistema de translação do carro	193
Anexo XVI	Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de translação do carro	194
Anexo XVII	Dados Técnicos dos rolamentos do sistema de translação do carro	197
Anexo XVIII	Esforços internos no eixo E1	206
Anexo XIX	Esforços internos no eixo E2	209
Anexo XX	Esforços internos no eixo E3	212
Anexo XXI	Esforços internos da Viga C1	110

Anexo XXII	Dados Técnicos do Amortecedor de fim de curso	253
Anexo XXIII	Dados Técnicos da chave de fim de curso	254
Anexo XXIV	Dados Técnicos Motoredutor SEW do sistema de translação da ponte	256
Anexo XXV	Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de translação da ponte	256
Anexo XXVI	Esforços internos no eixo P1	264
Anexo XXVII	Esforços internos no eixo P2	269
Anexo XXVIII	Esforços internos da Viga D1	275
Anexo XXIX	Esforços internos da Viga D2	292
Anexo XXX	Esforços internos da Viga T1	314
Anexo XXXI	Esforços internos da coluna T2	324
Anexo XXXII	Programas escritos em MATLAB	

Anexo I

Diagramas de esforços internos do diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para o caso dos cabos totalmente desenrolados.

Momento Torçor

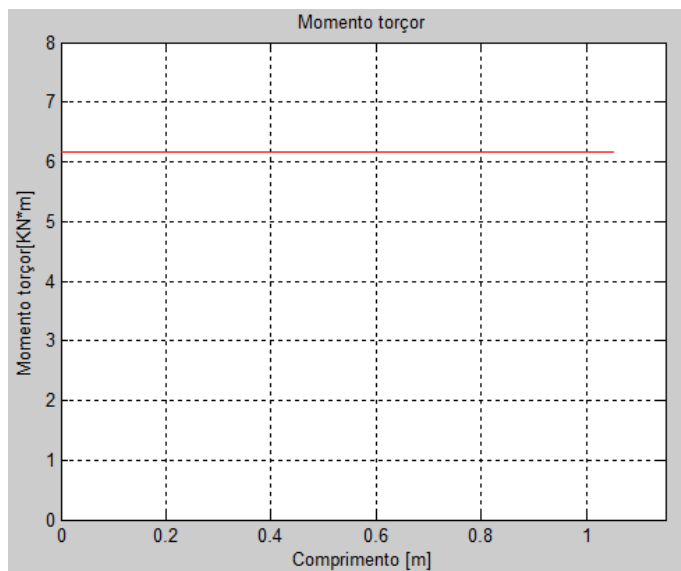


Figura 12.1-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.

Esforço cortante

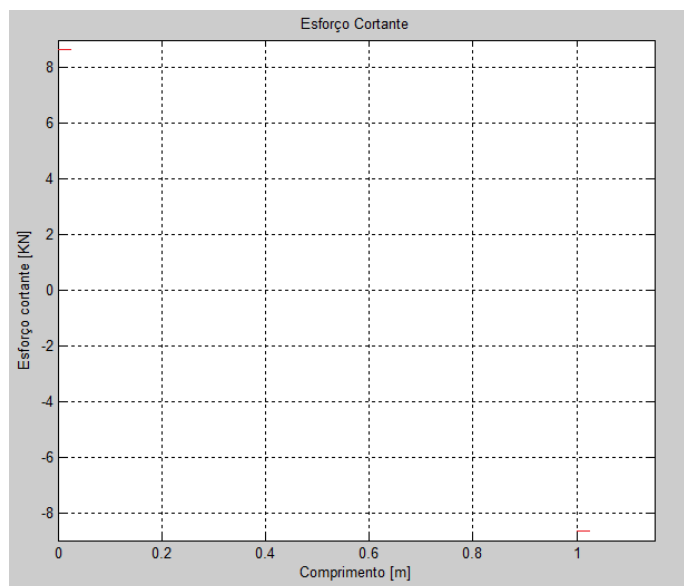


Figura 12.2-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa MATLAB.

Momento fletor

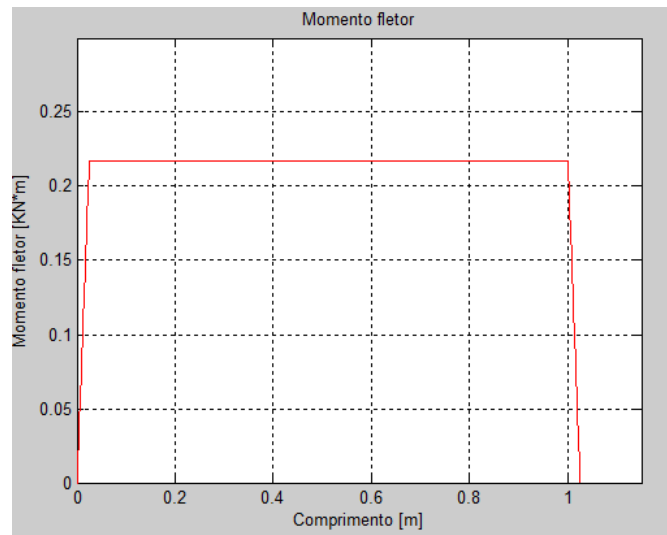


Figura 12.3-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.

Anexo II

Diagramas de esforços internos do diagrama de corpo livre do tambor de enrolamento para o caso dos cabos totalmente enrolados.

Momento torçor

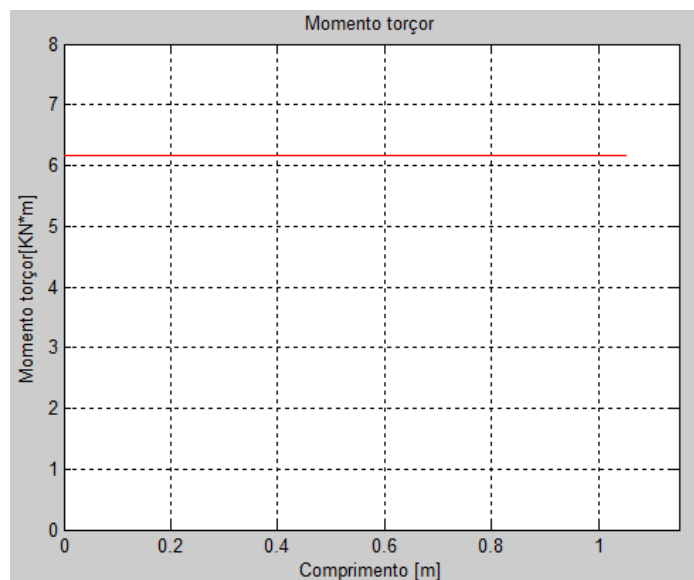


Figura 12.4-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.

Esforço cortante

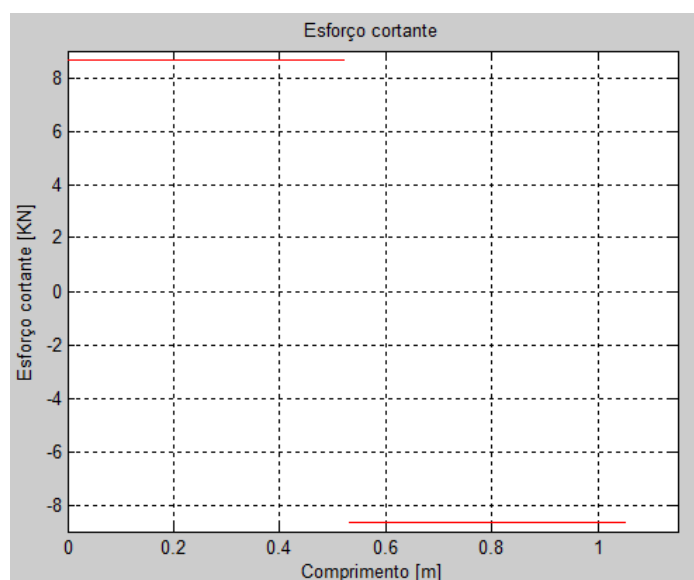


Figura 12.5-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa MATLAB.

Momento fletor

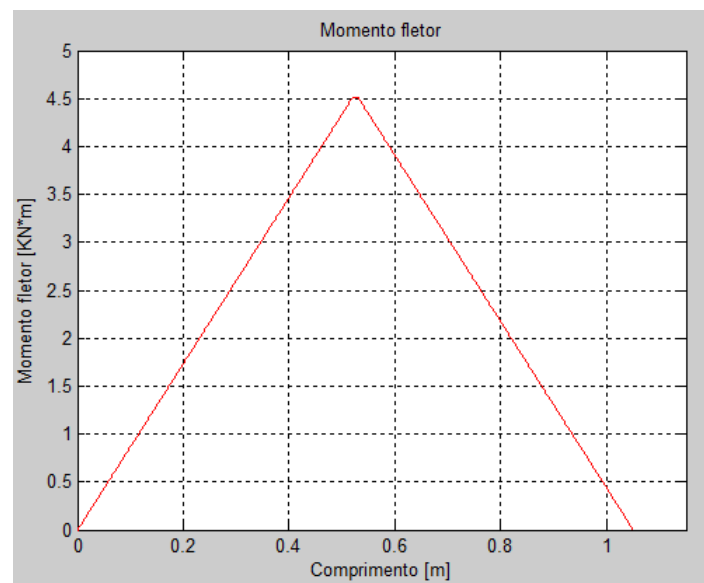


Figura 12.6-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.

Anexo III

Diagramas de esforços internos do diagrama de corpo livre do eixo do tambor de enrolamento:

Momento torçor.

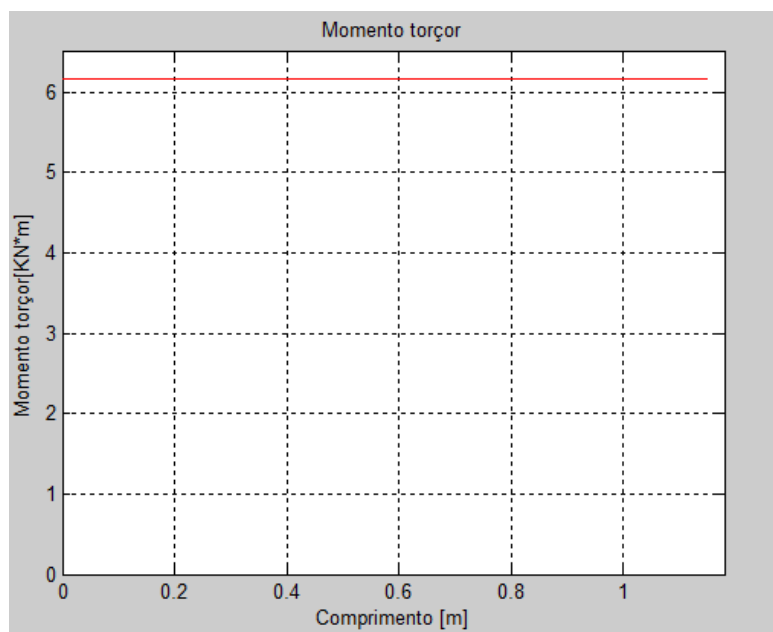


Figura 12.7-Diagrama de esforço torçor gerado pelo programa MATLAB.

Esforço cortante

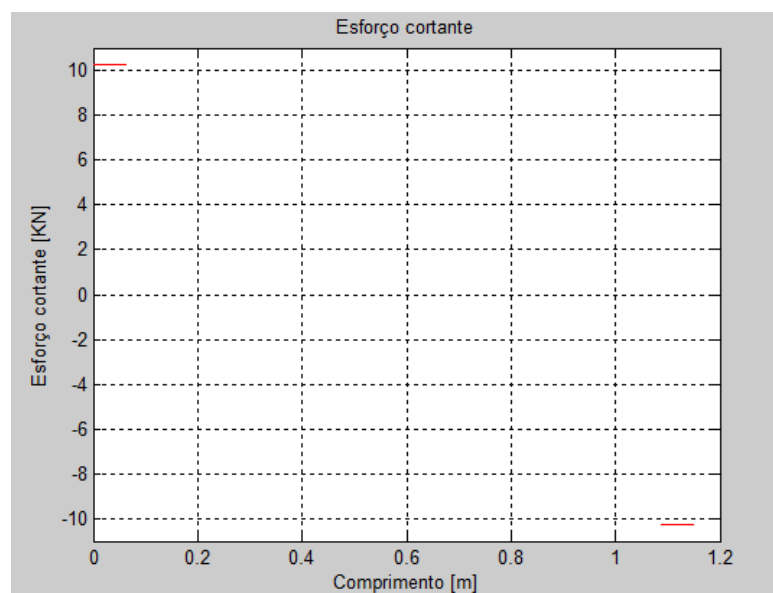


Figura 12.8-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.

Momento fletor

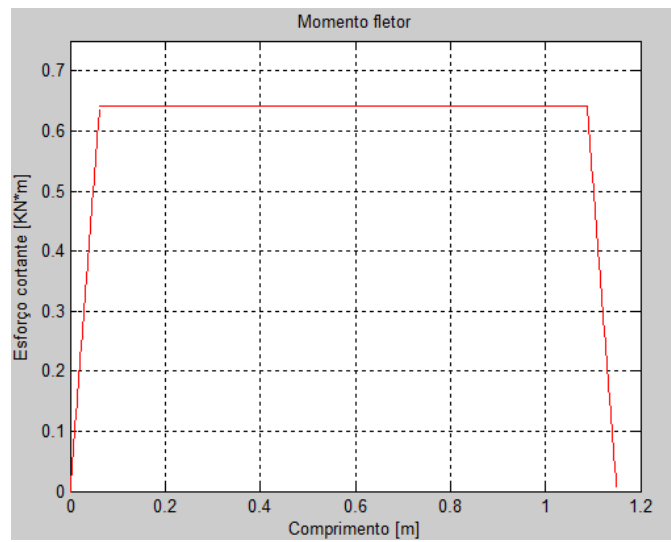


Figura 12.9-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.

Anexo IV

Diagramas de esforços internos da placa de fixação dos cabos de aço.

Esforço cortante

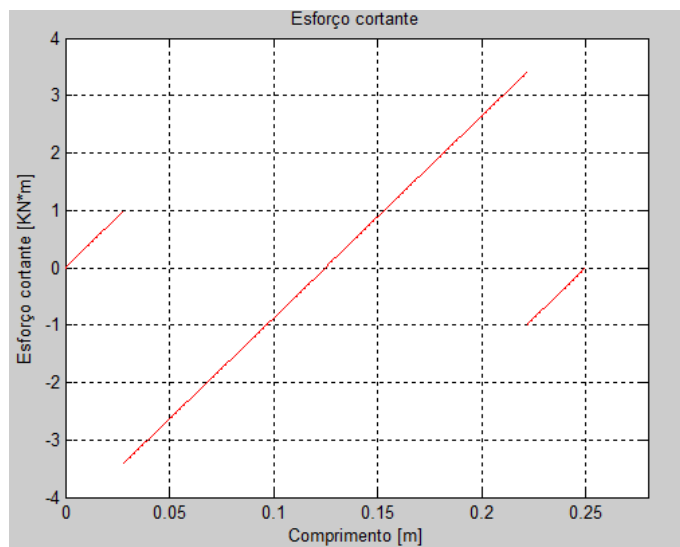


Figura 12.10-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.

Momento fletor

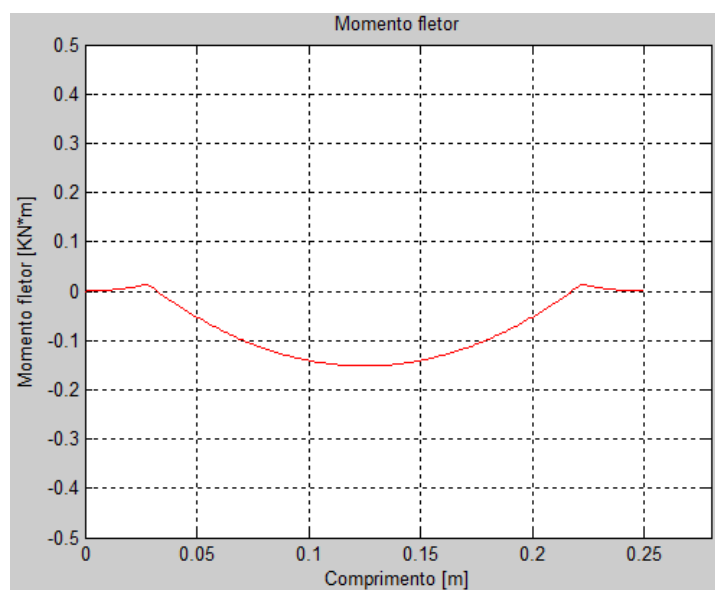


Figura 12.11-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.

Anexo V

Dados Técnicos Moto redutor SEW do sistema de içamento

Anexo VI

Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de içamento

Anexo VII

Dados Técnicos dos rolamentos do sistema de içamento

Anexo VIII

Dados Técnicos do acoplamento do sistema de içamento

Anexo IX

Dados Técnicos do freio do sistema de içamento.

Anexo X

Diagramas de esforços internos do eixo de sustentação das polias fixas.

Esforço cortante

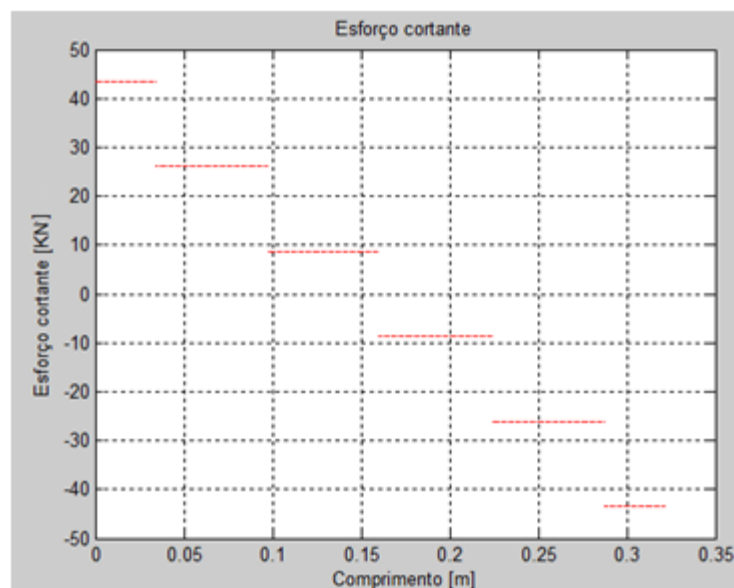


Figura 12.12-Diagrama de esforço cisalhante gerado pelo programa MATLAB.

Momento fletor

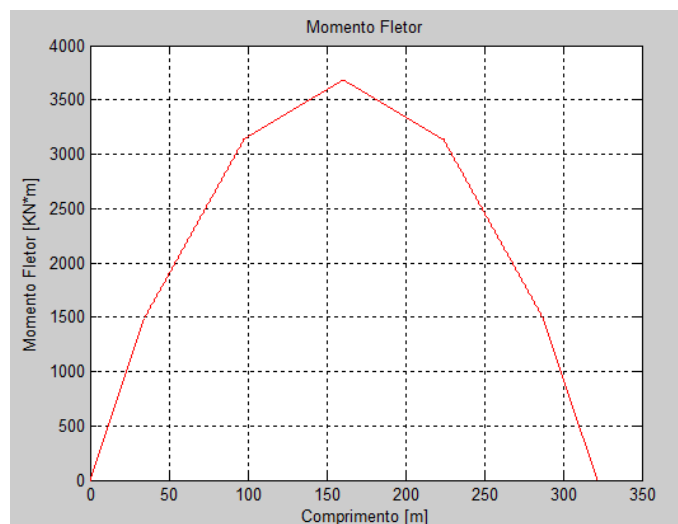


Figura 12.13-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa MATLAB.

Anexo XI

Esforços internos do Suporte das polias fixas.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

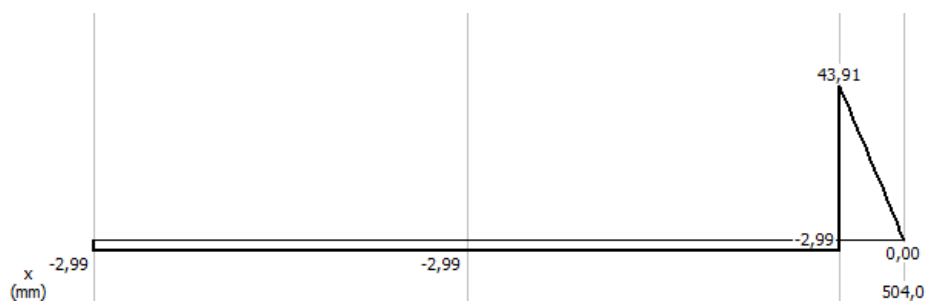


Figura 12.14-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

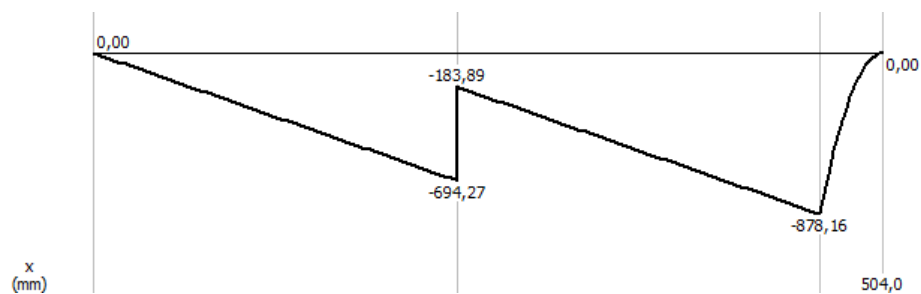


Figura 12.15-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante



Figura 12.16-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

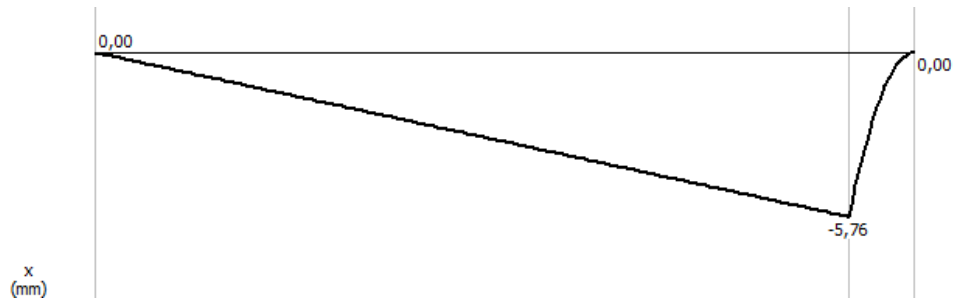


Figura 12.17-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Esforço torçor

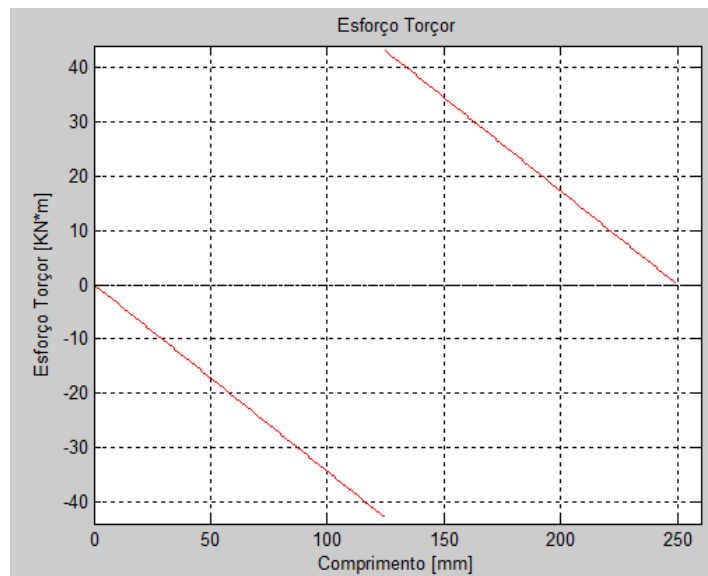


Figura 12.18-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab.

Esforço Normal

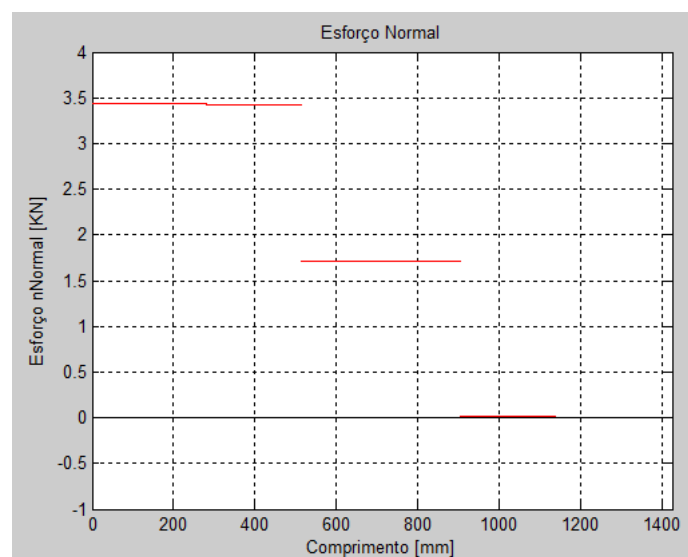


Figura 12.19-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante



Figura 12.20-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

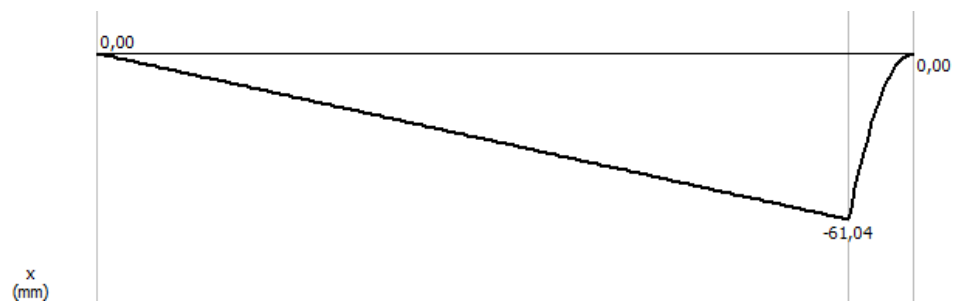


Figura 12.21-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XII

Esforços internos da Viga A1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

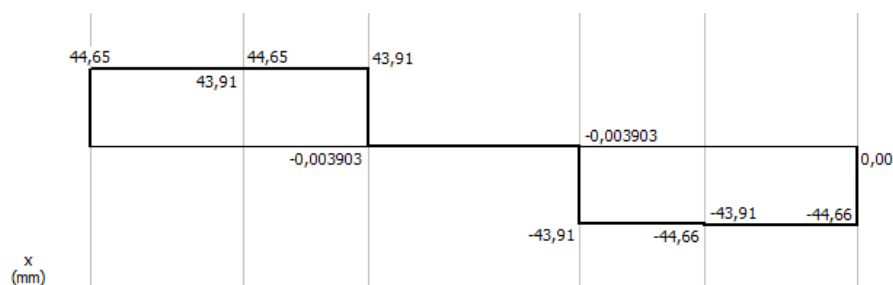


Figura 12.22-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

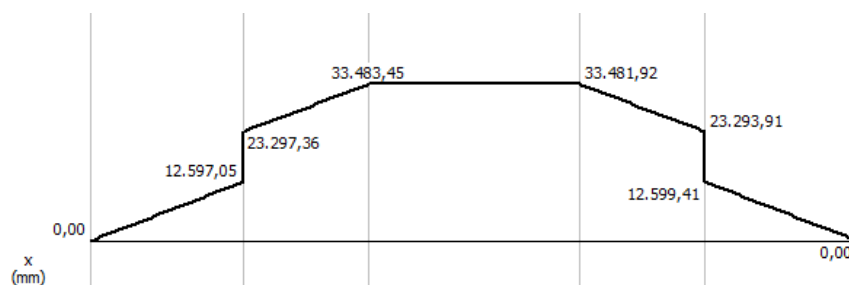


Figura 12.23-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

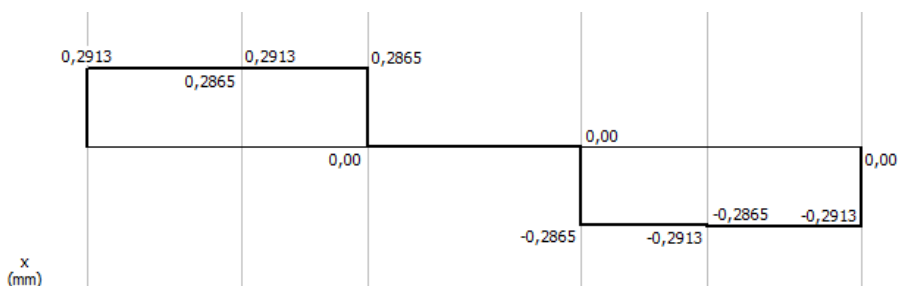


Figura 12.24-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

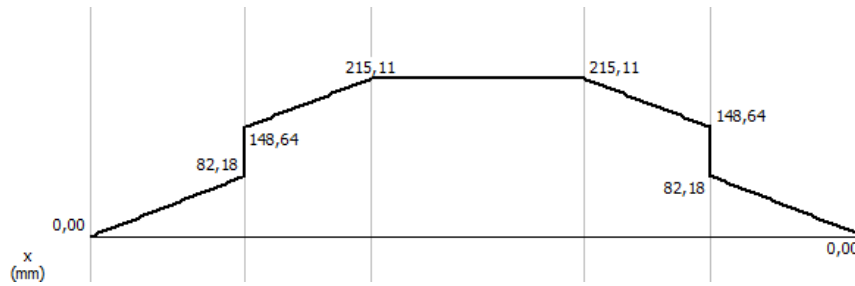


Figura 12.25-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torçor

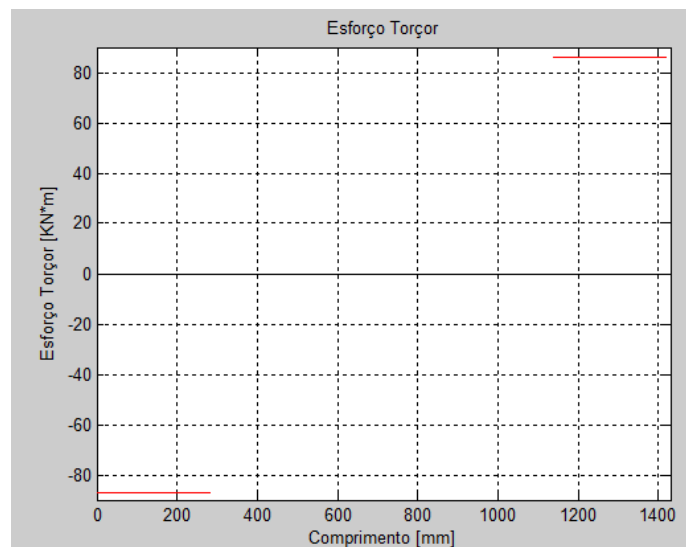


Figura 12.26-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matalab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

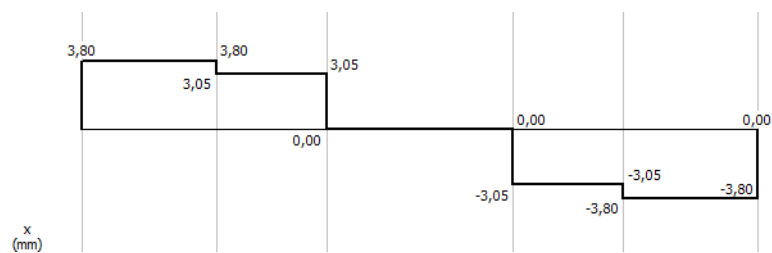


Figura 12.27-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

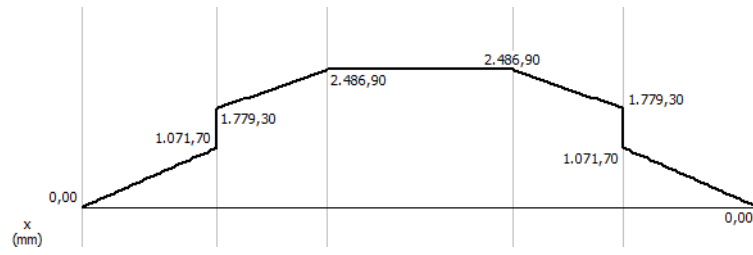


Figura 12.28-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XIII

Esforços internos da Viga B1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

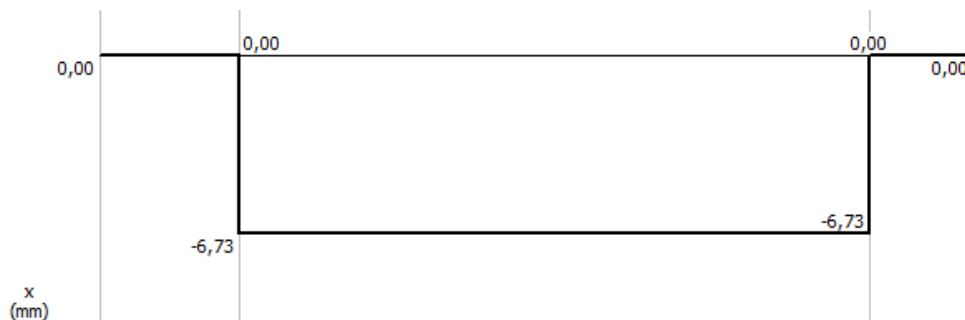


Figura 12.29-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

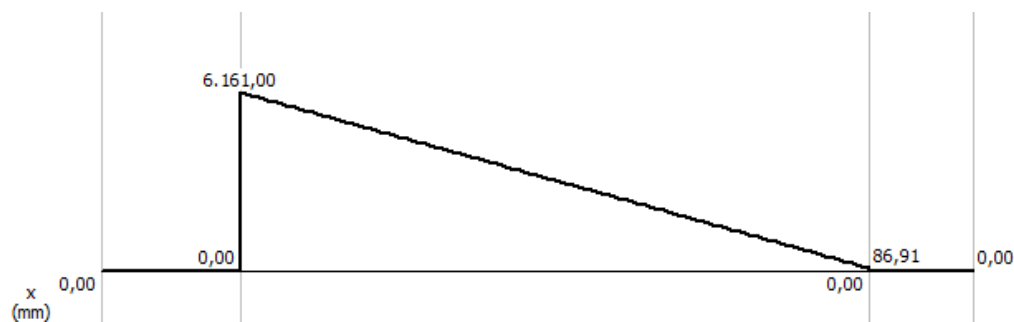


Figura 12.30-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano ZY

Esforço cortante

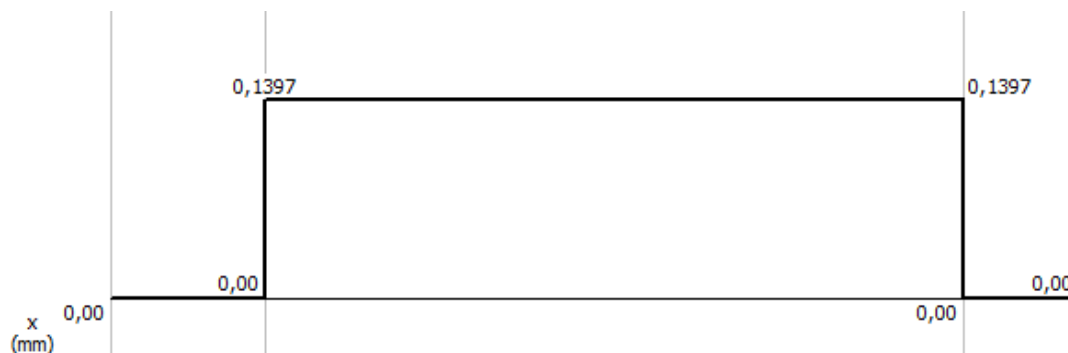


Figura 12.31-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

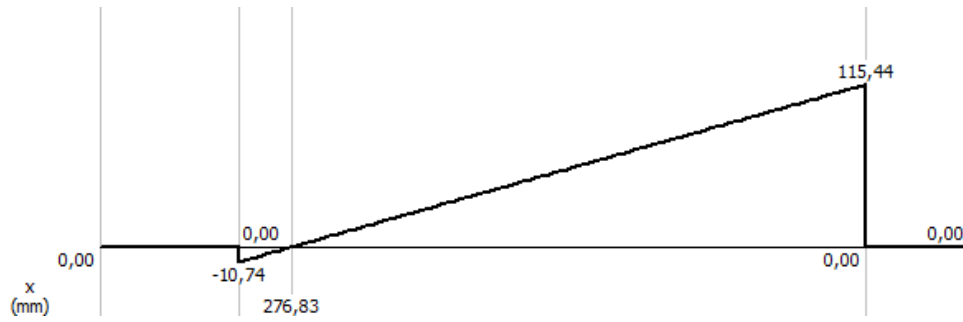


Figura 12.32-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

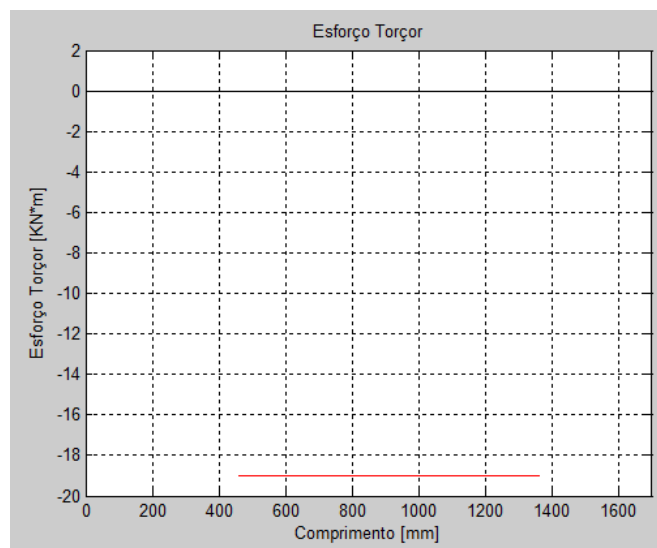


Figura 12.33-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

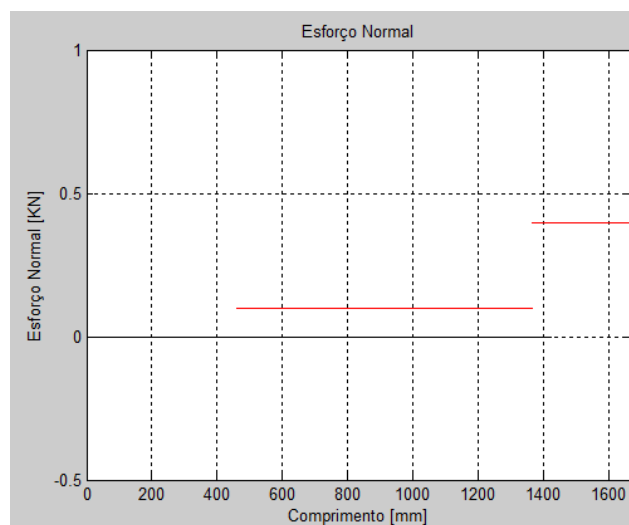


Figura 12.34-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

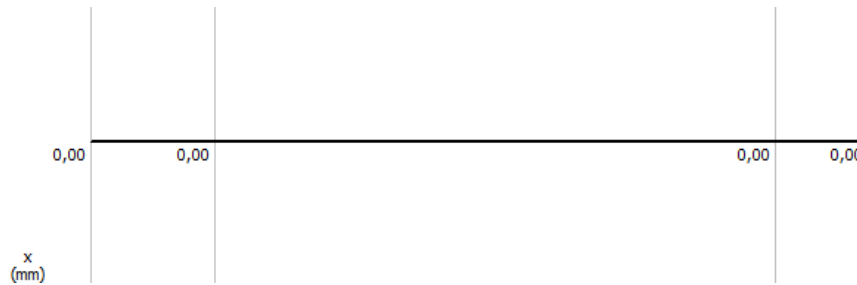


Figura 12.35-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

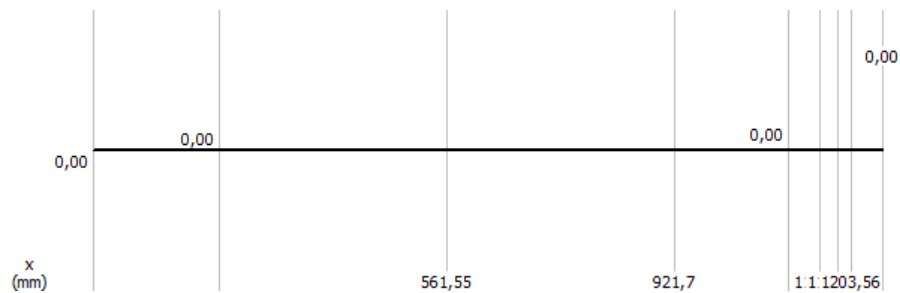


Figura 12.36-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torçor

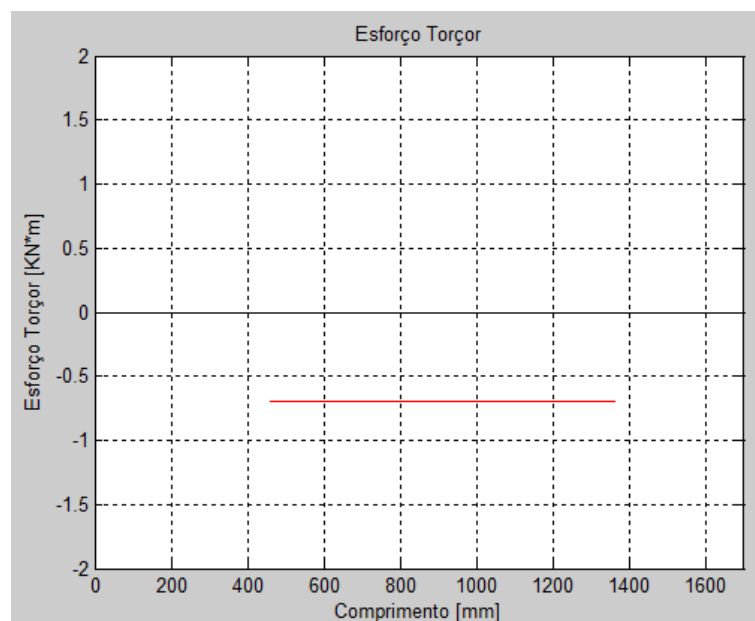


Figura 12.37-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.

Anexo XIV

Esforços internos da Viga B2.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

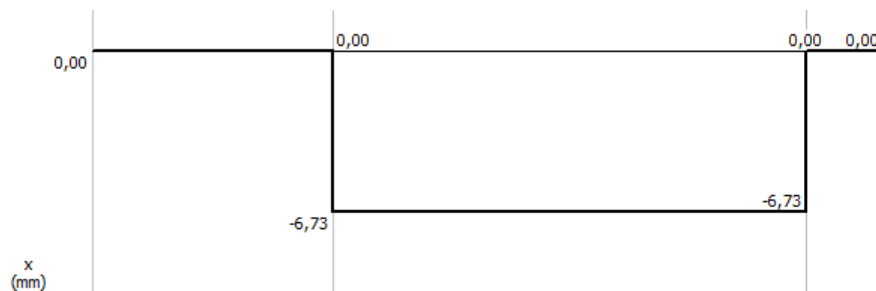


Figura 12.38-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

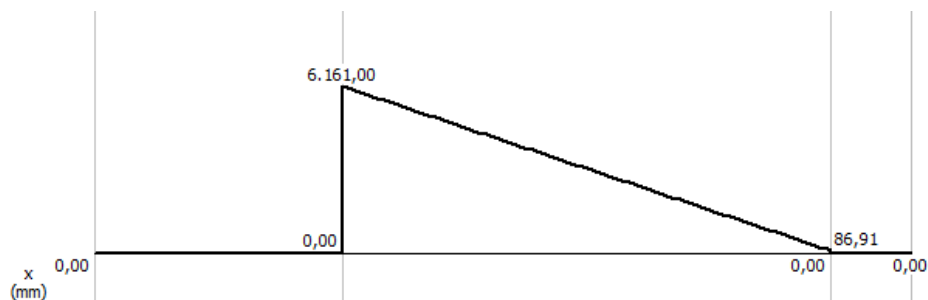


Figura 12.39-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

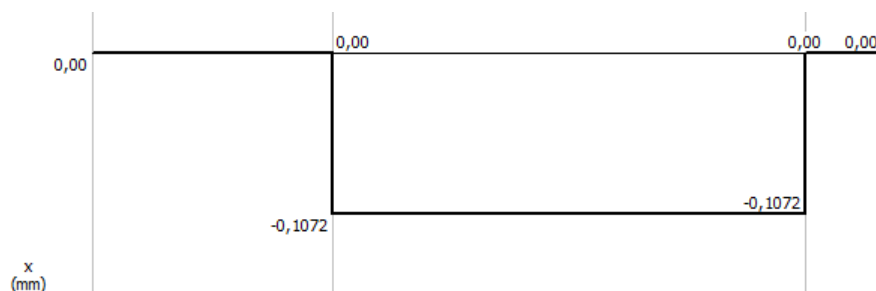


Figura 12.40-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

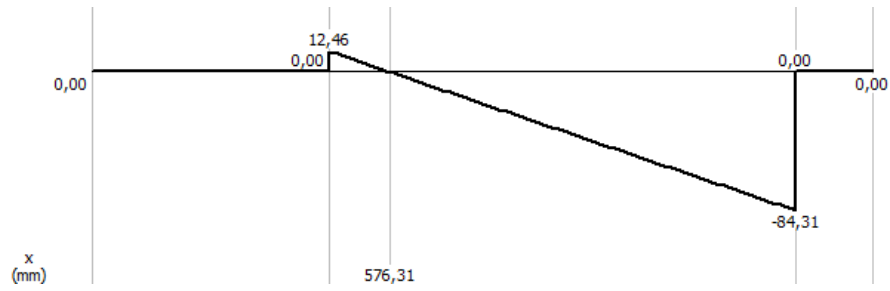


Figura 12.41-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

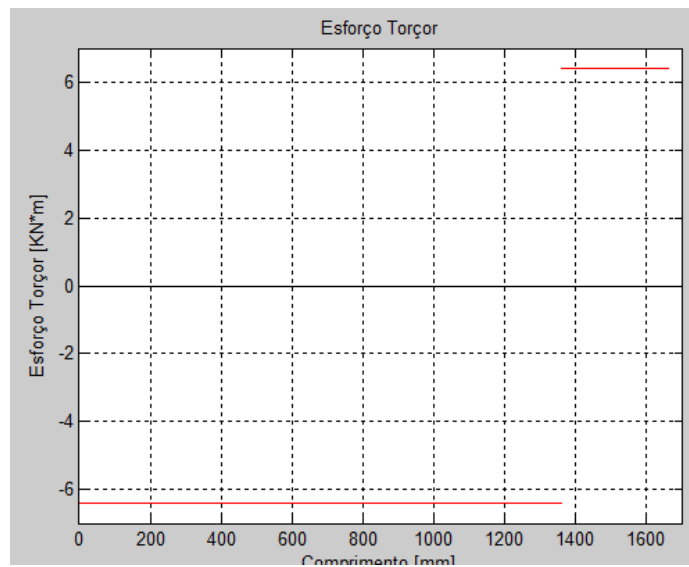


Figura 12.42-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

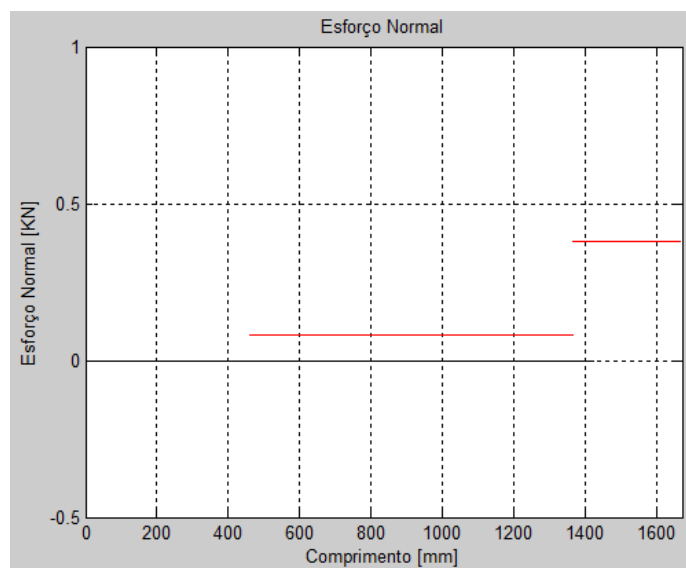


Figura 12.43-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

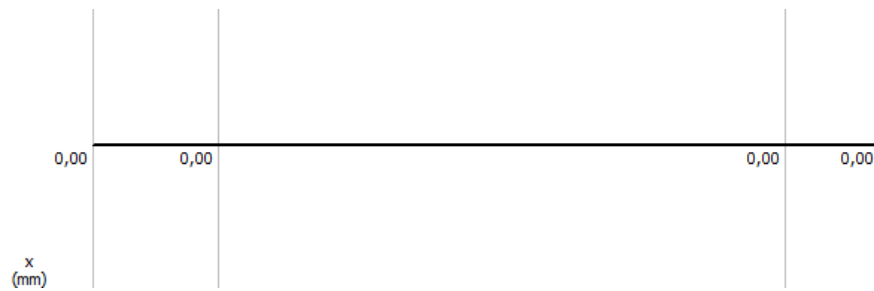


Figura 12.44-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

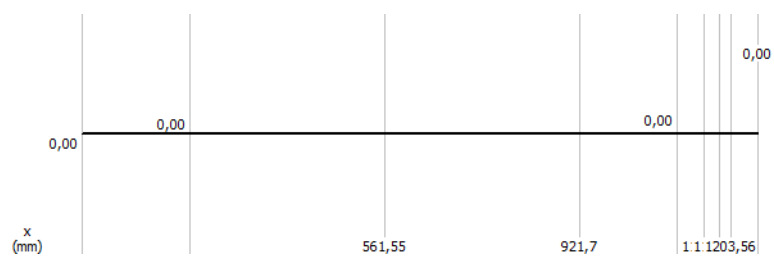


Figura 12.45-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torçor

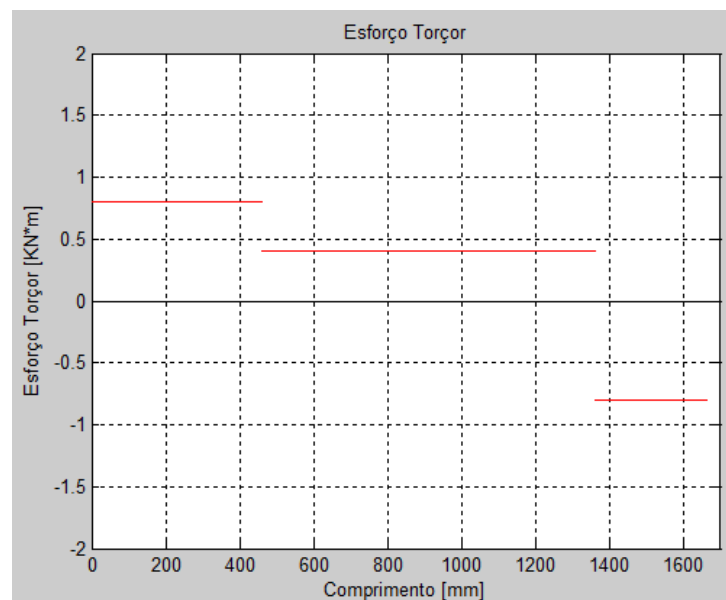


Figura 12.46-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.

Anexo XV

Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de translação do carro

Anexo XVI

Dados Técnicos dos rolamentos do sistema de translação do carro

Anexo XVII

Dados Técnicos do acoplamento do sistema de translação do carro.

Anexo XVIII

Esforços internos no eixo E1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

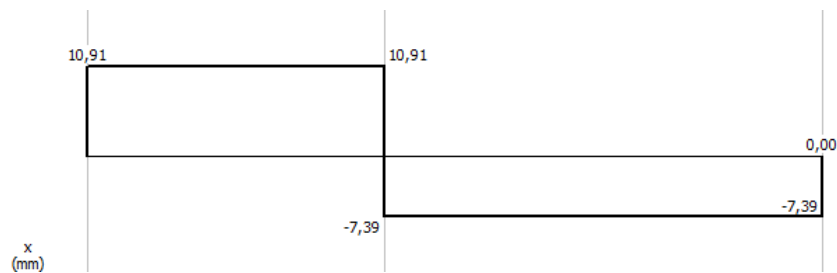


Figura 12.47-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

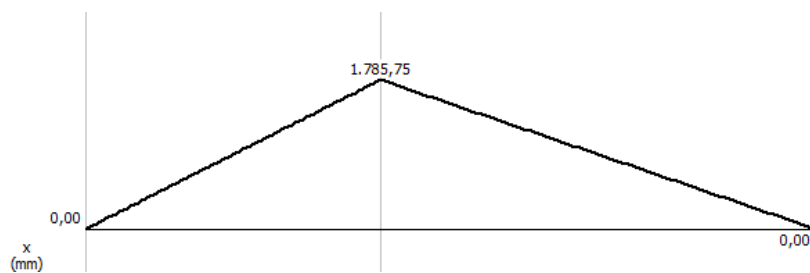


Figura 12.48-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

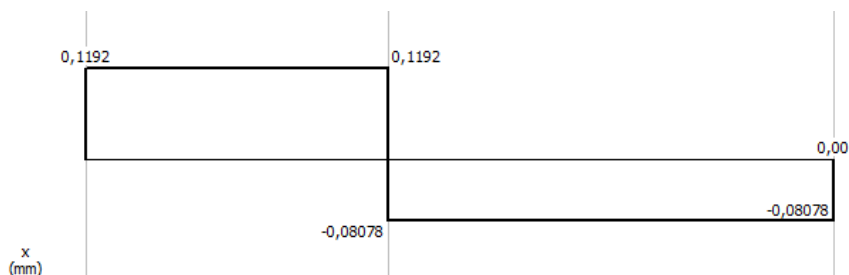


Figura 12.49-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

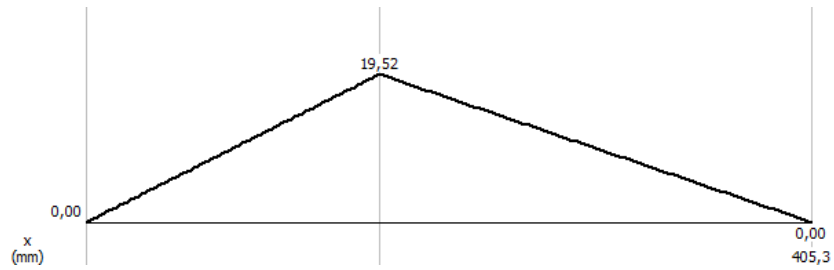


Figura 12.50-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torçor

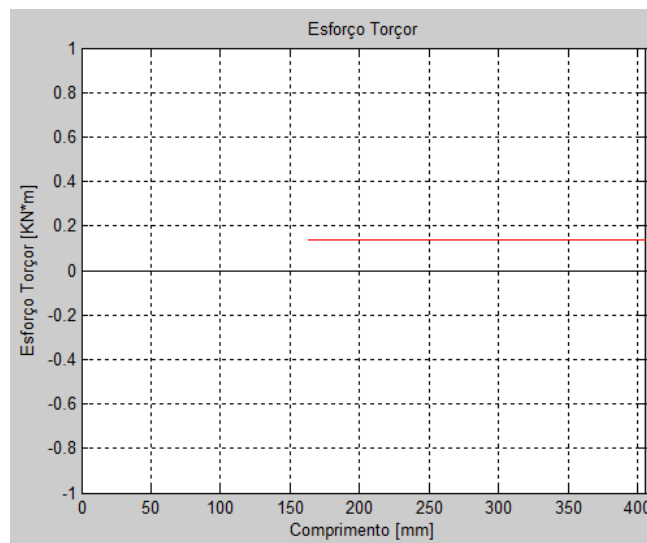


Figura 12.51-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

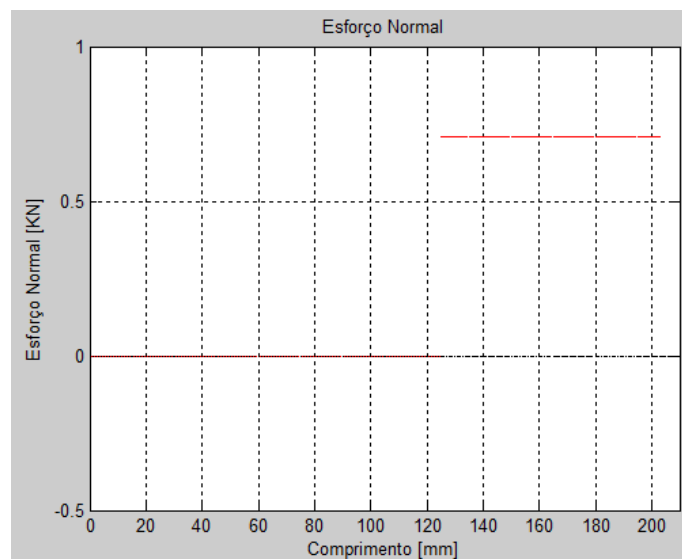


Figura 12.52-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

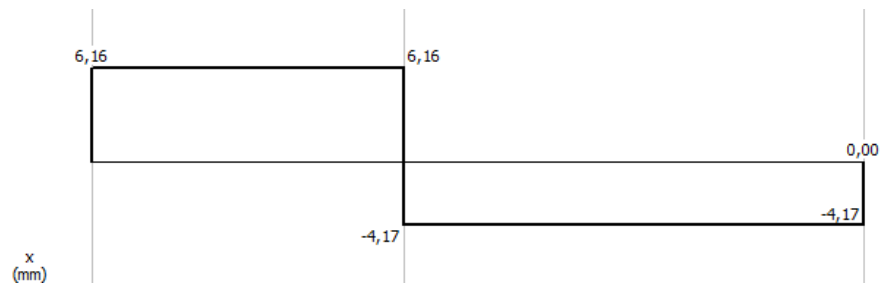


Figura 12.53-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

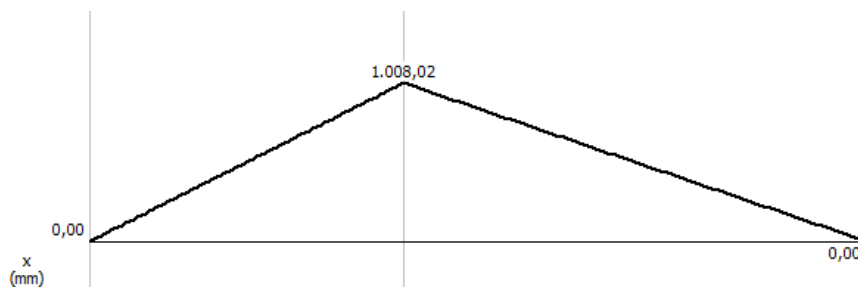


Figura 12.54-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XIX

Esforços internos no eixo E2.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Momento torção

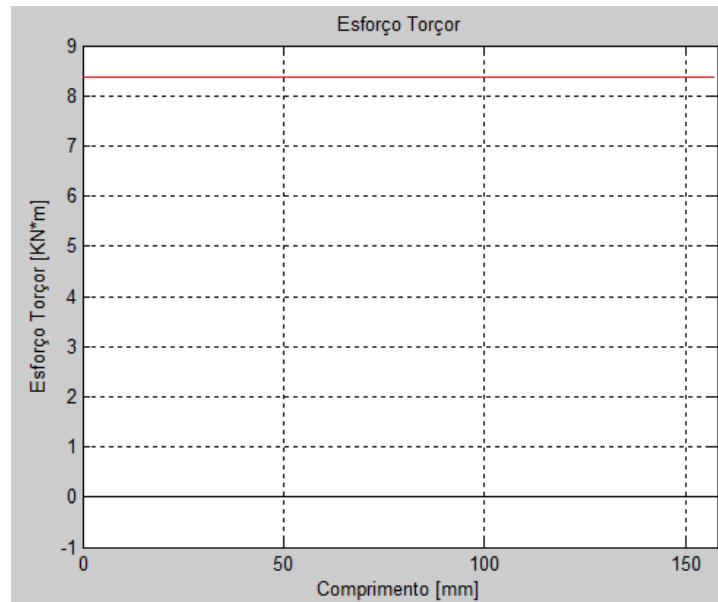


Figura 12.55-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Anexo XX

Esforços internos no eixo E3.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

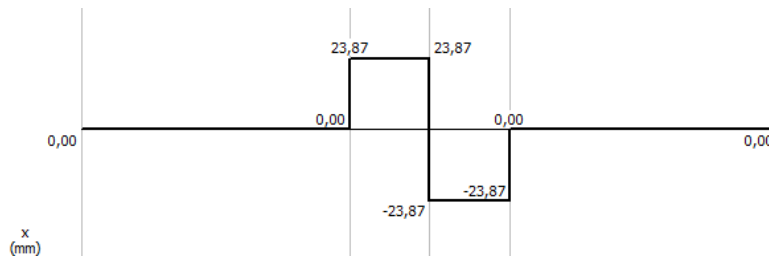


Figura 12.56-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

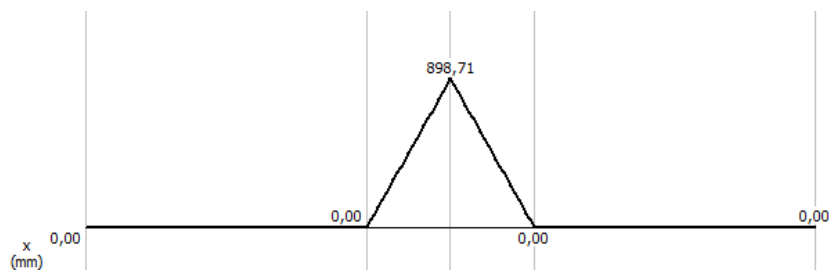


Figura 12.57-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Esforço normal

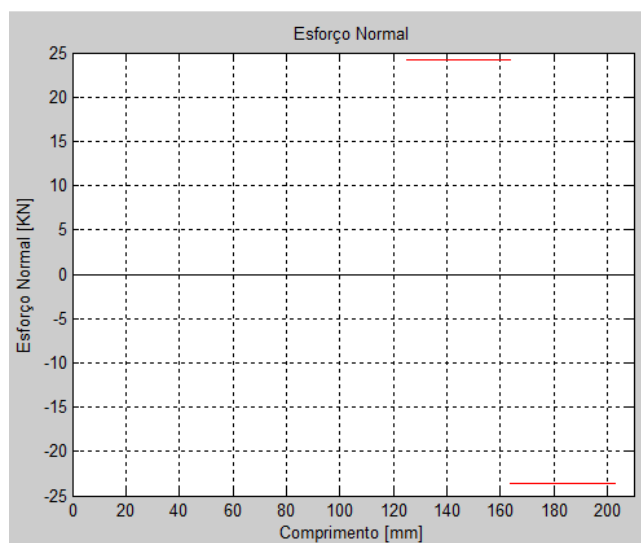


Figura 12.58-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Mdsolids.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante



Figura 12.59-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

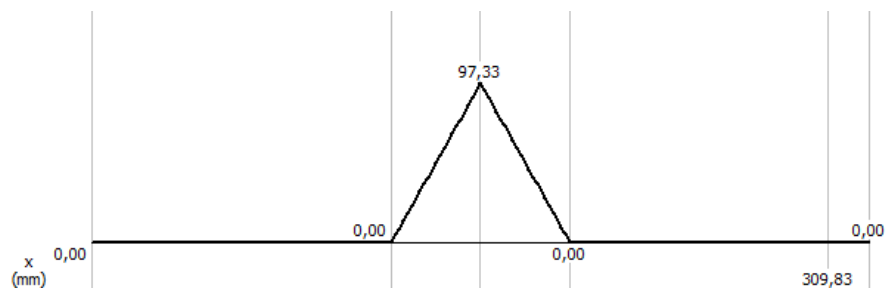


Figura 12.60-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXI

Esforços internos da Viga C1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

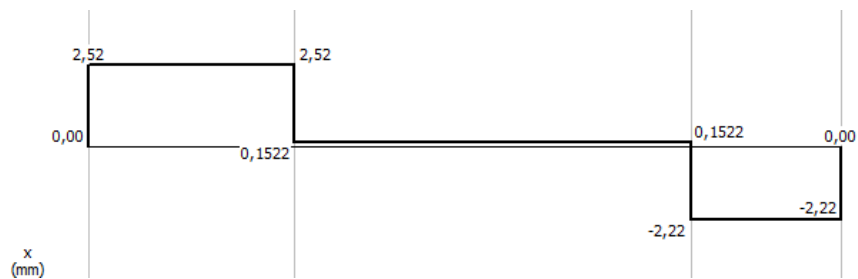


Figura 12.61-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

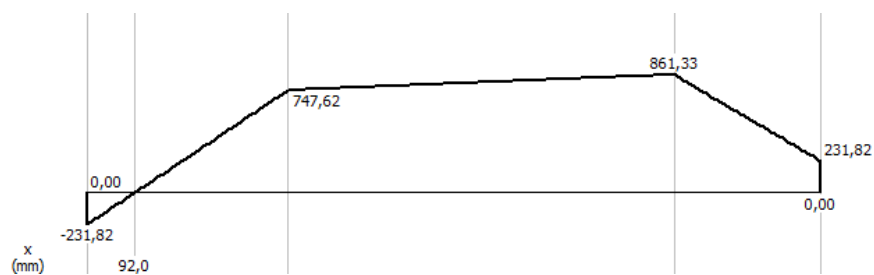


Figura 12.62-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

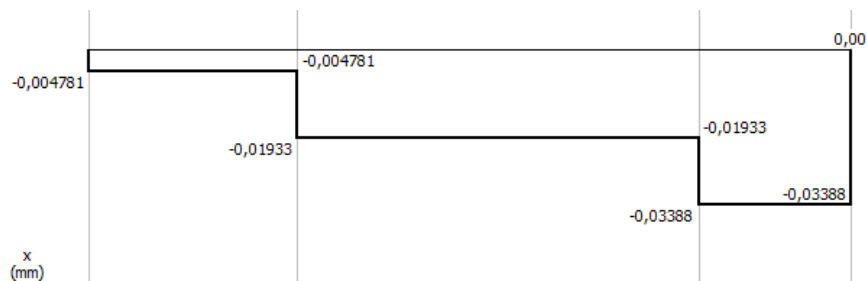


Figura 12.63-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

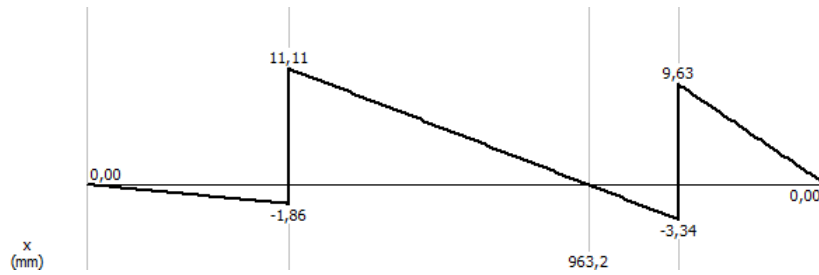


Figura 12.64-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

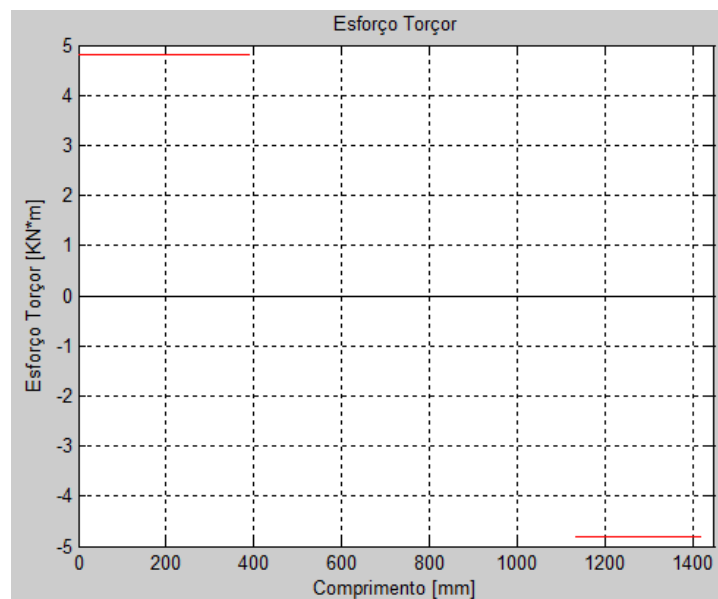


Figura 12.65-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

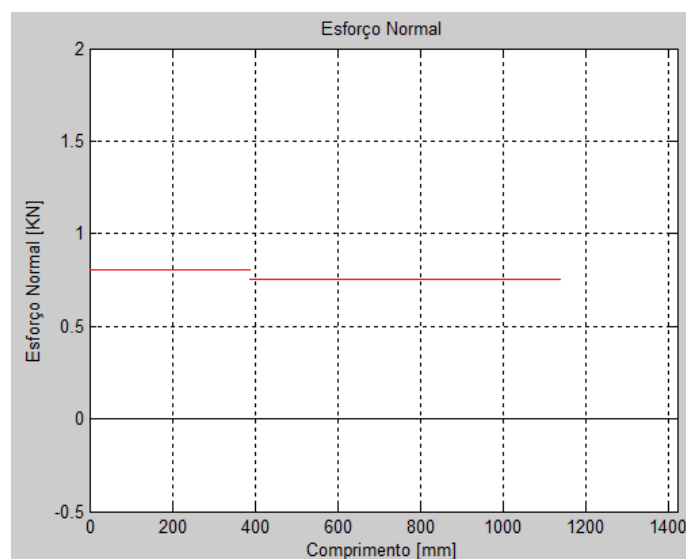


Figura 12.66-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

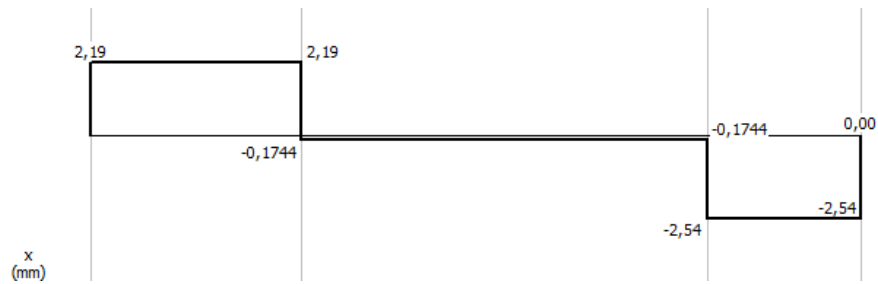


Figura 12.67-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

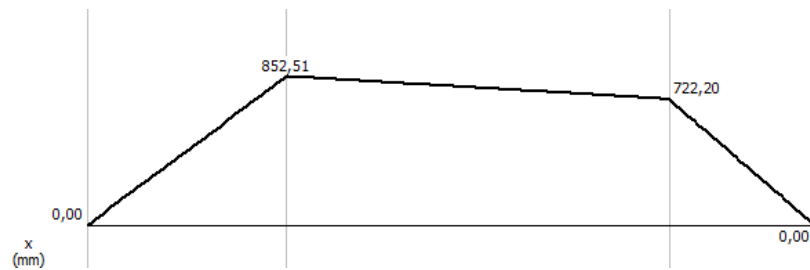


Figura 12.68-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

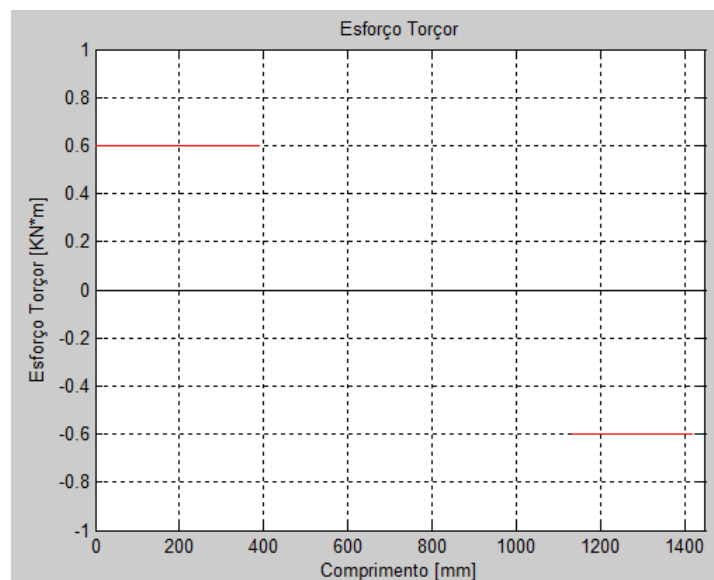


Figura 12.69-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Anexo XXII

Dados Técnicos do Amortecedor de fim de curso

Anexo XXIII

Dados Técnicos da chave de fim de curso.

Anexo XXIV

Dados Técnicos Motoredutor SEW do sistema de translação da ponte.

Anexo XXV

Dados Técnicos Motor elétrico SEW do sistema de translação da ponte.

Anexo XXVI

Esforços internos no eixo P1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

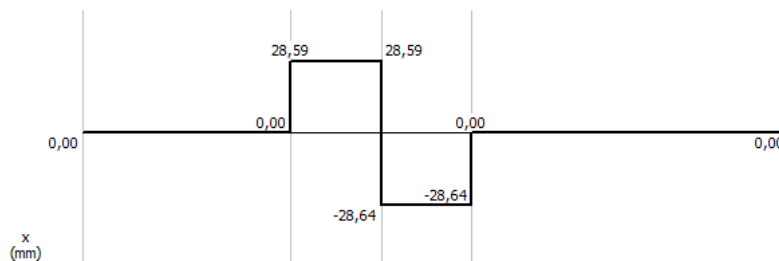


Figura 12.70-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

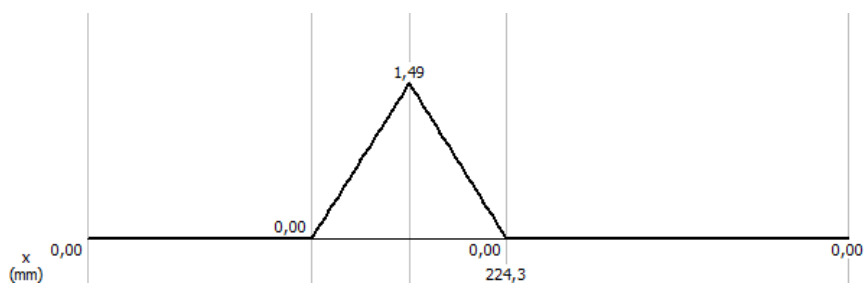


Figura 12.71-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torçor

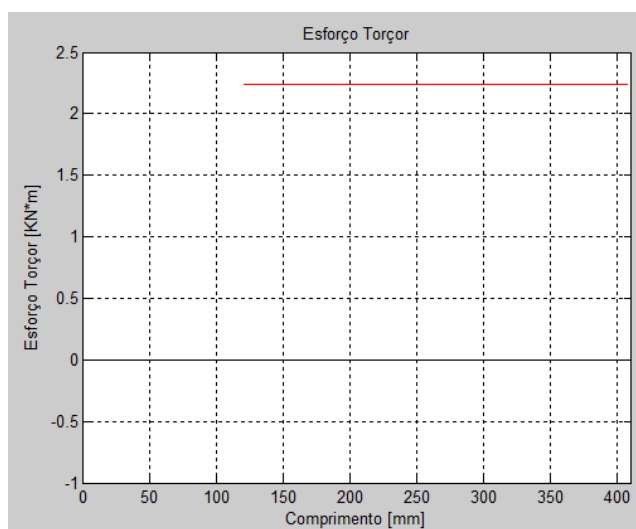


Figura 12.72-Diagrama de momento torçor gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

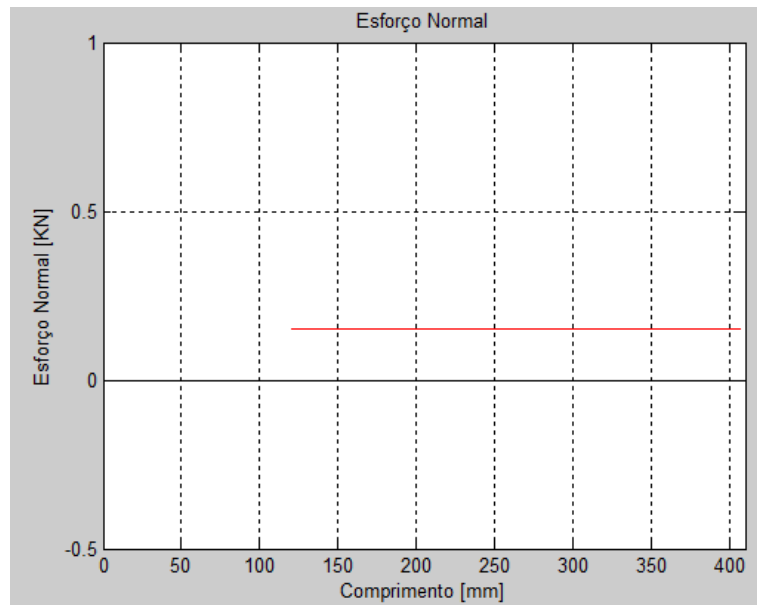


Figura 12.73-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Esforço cortante

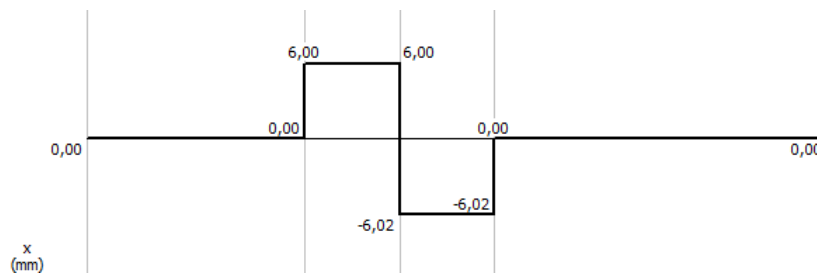


Figura 12.74-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

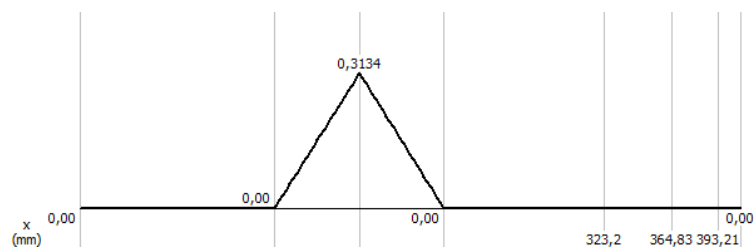


Figura 12.75-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXVII

Esforços internos no eixo P2

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Esforço cortante

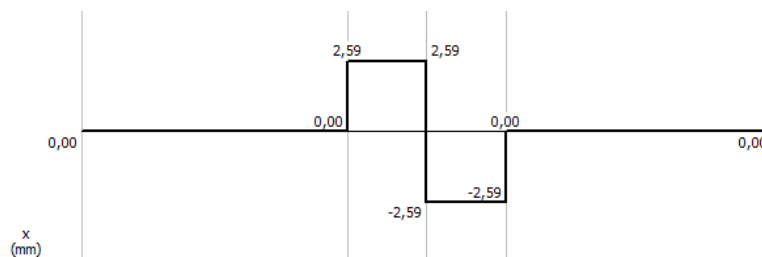


Figura 12.76-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

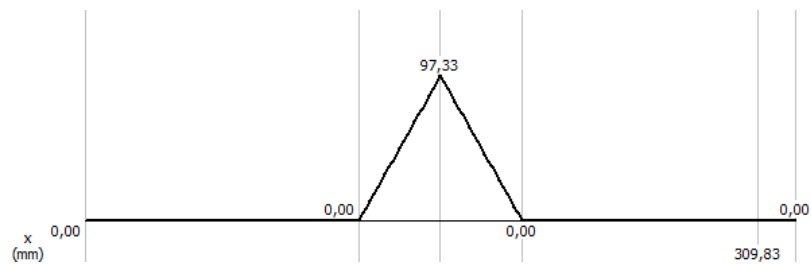


Figura 12.77-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

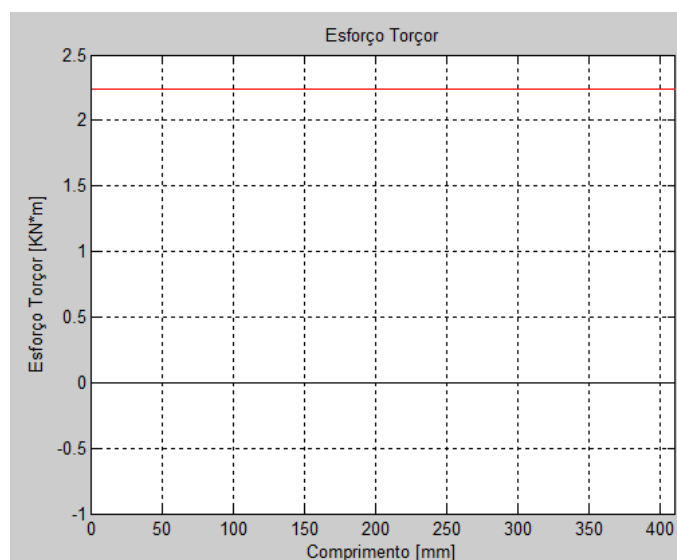


Figura 12.78-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Esforço cortante

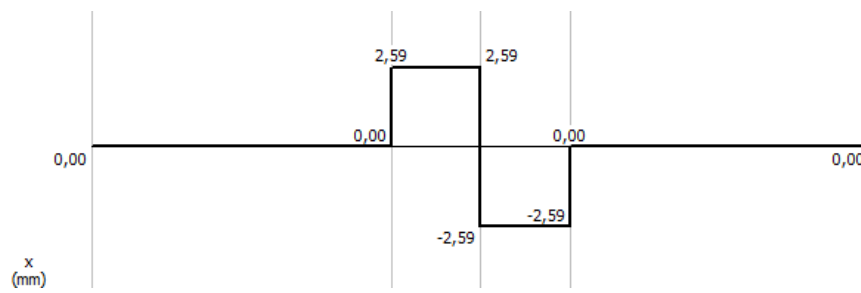


Figura 12.79-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

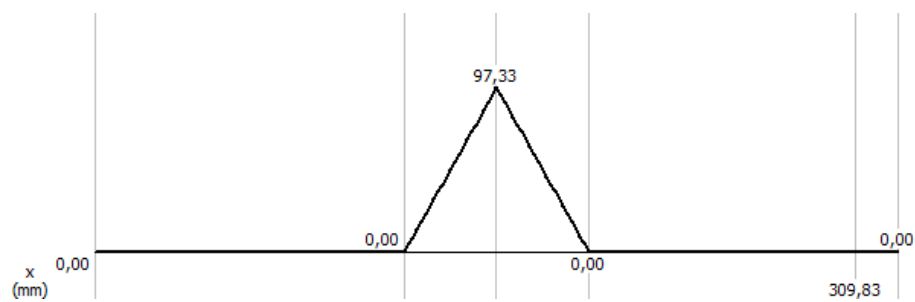


Figura 12.80-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXVIII

Esforços internos da Viga D1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento cortante máximo.

Plano ZX

Esforço cortante

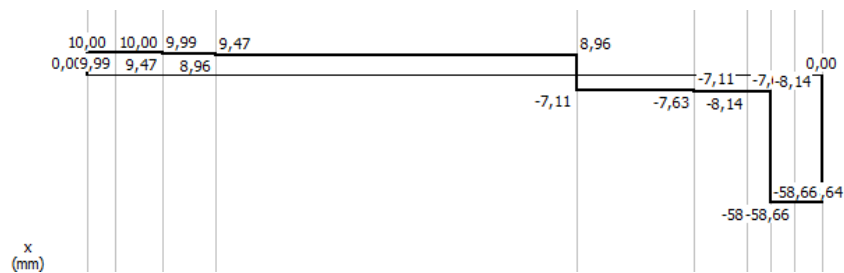


Figura 12.81-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

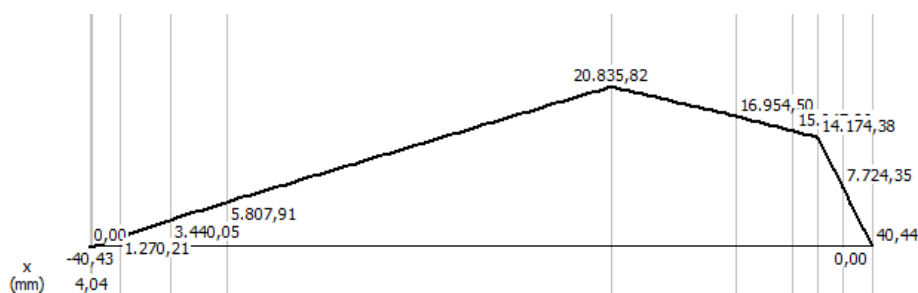


Figura 12.82-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

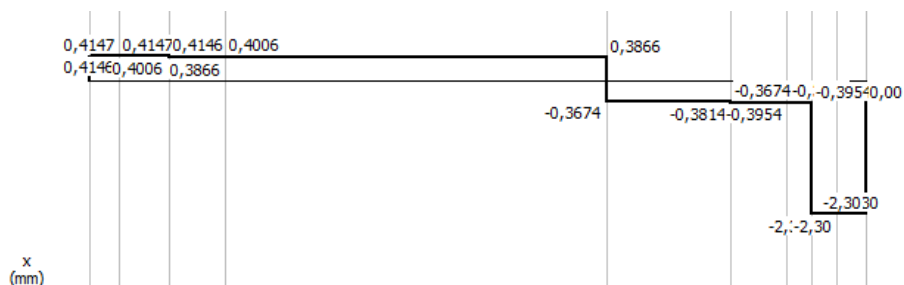


Figura 12.83-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

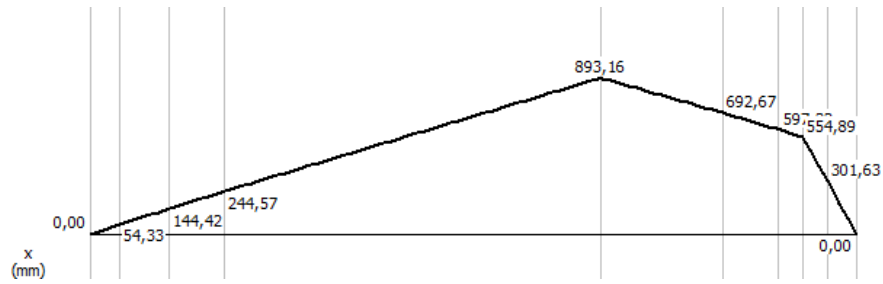


Figura 12.84-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

- Esforços com carregamento momento fletor máximo.

Plano ZX

Esforço cortante

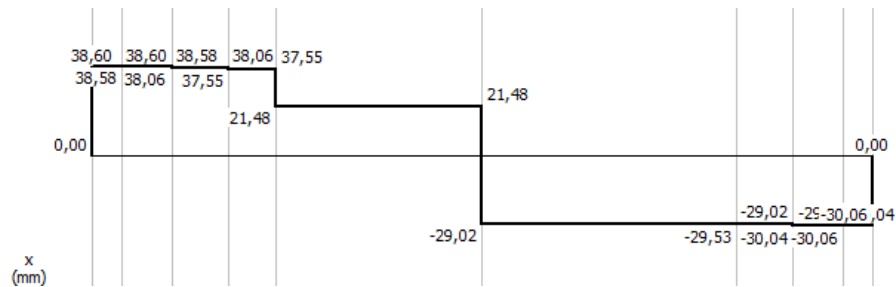


Figura 12.85-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

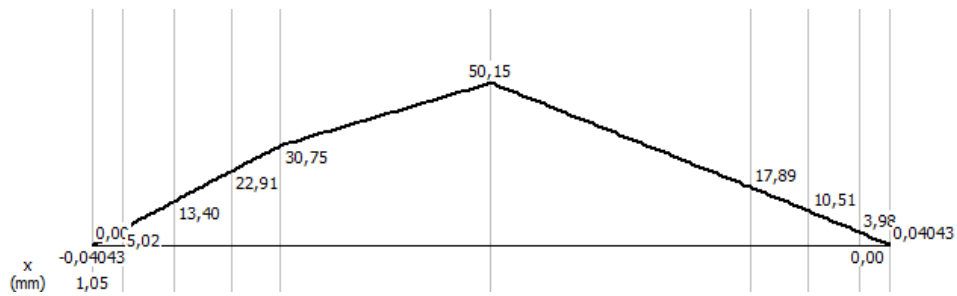


Figura 12.86-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

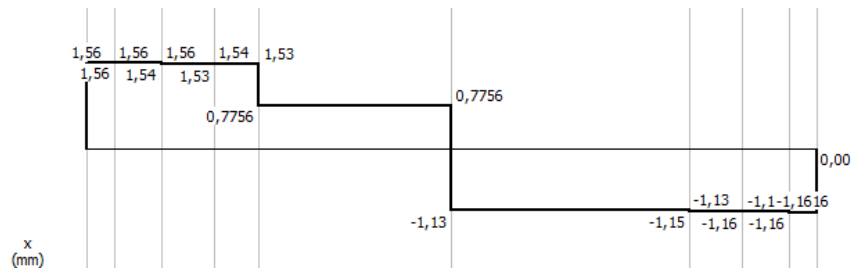


Figura 12.87-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

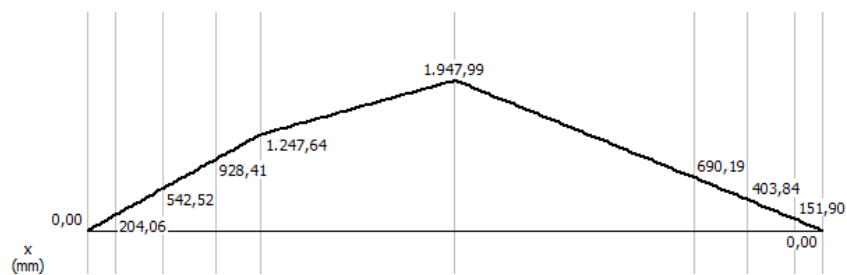


Figura 12.88-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

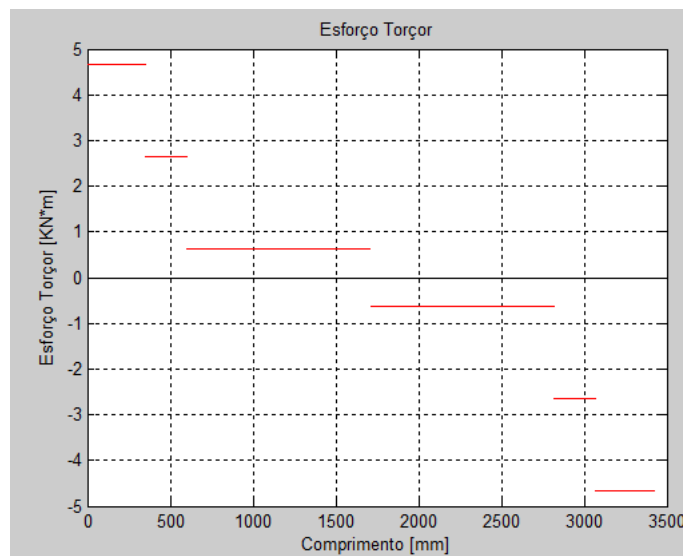


Figura 12.89-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Esforço normal

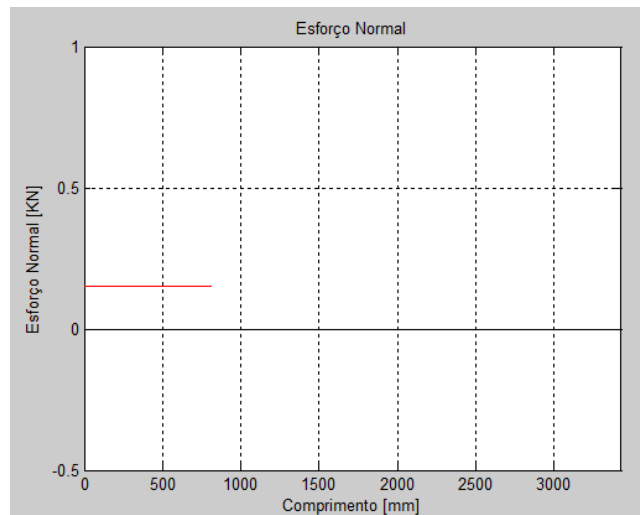


Figura 12.90-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento cortante máximo

Plano ZX

Esforço cortante

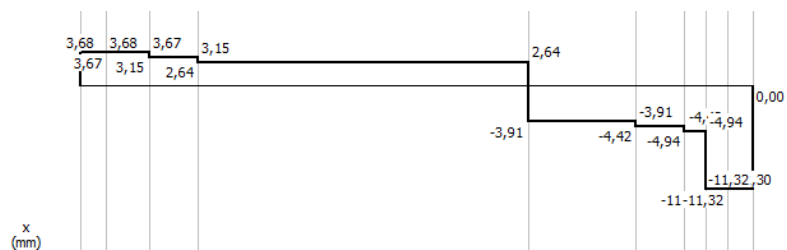


Figura 12.91-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

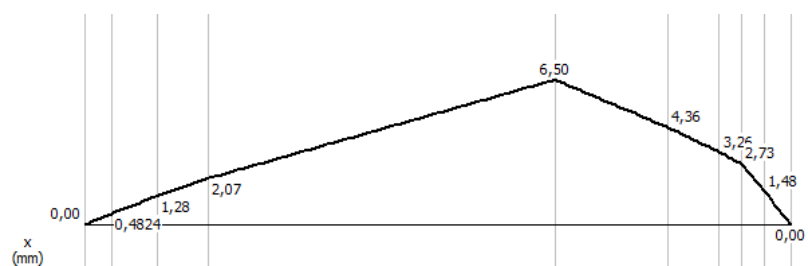


Figura 12.92-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXIX

Esforços internos da Viga D2.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

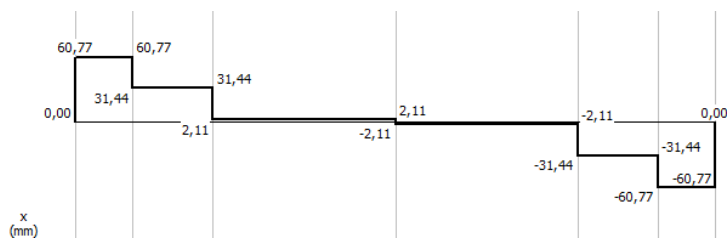


Figura 12.96-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

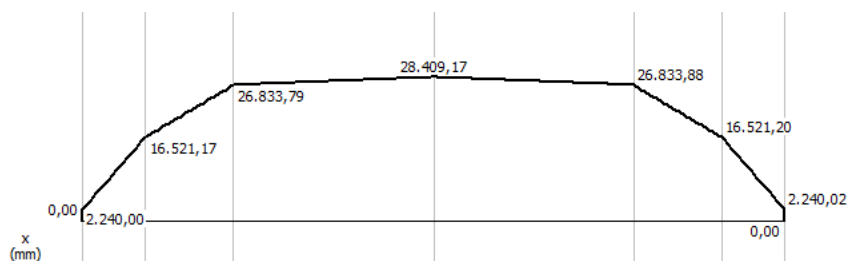


Figura 12.97-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção.

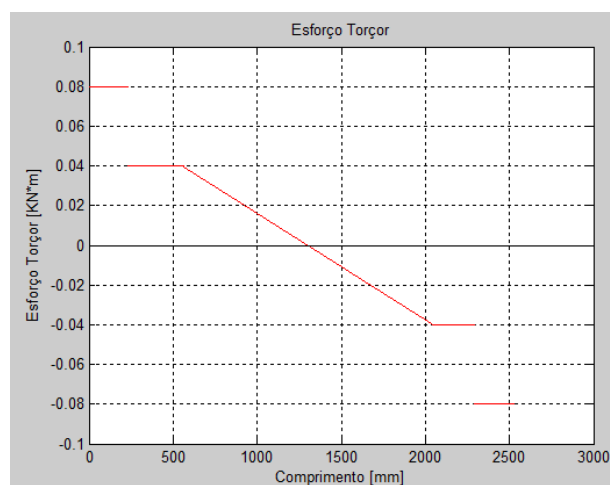


Figura 12.98-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Plano XY

Esforço cortante

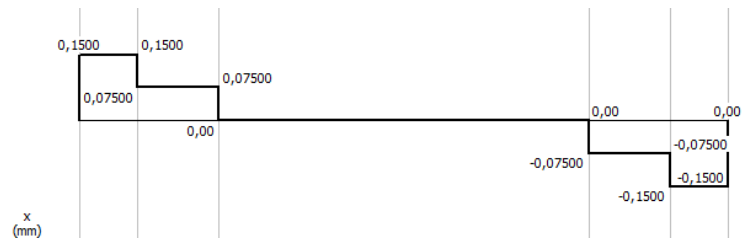


Figura 12.99-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

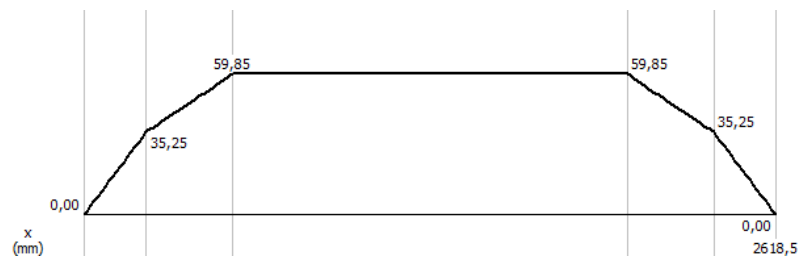


Figura 12.100-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Esforço normal

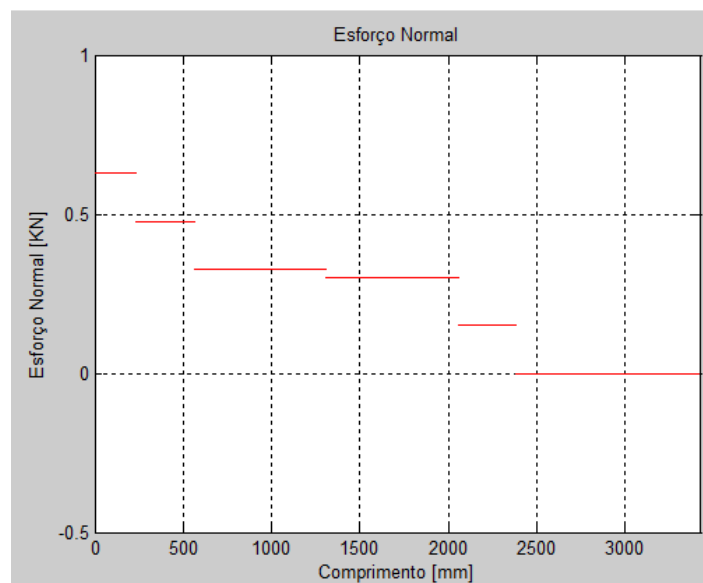


Figura 12.101-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Mdsolids.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

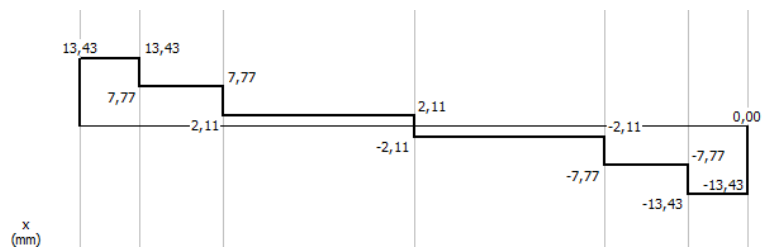


Figura 12.102-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

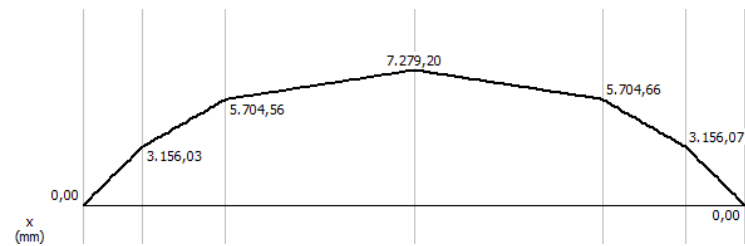


Figura 12.103-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXX

Esforços internos da Viga T1.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

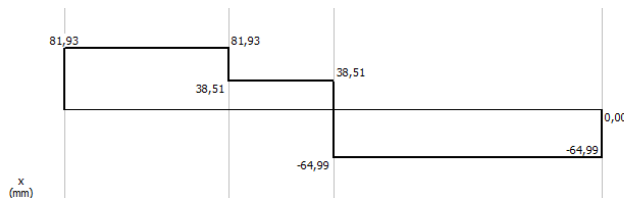


Figura 12.104-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

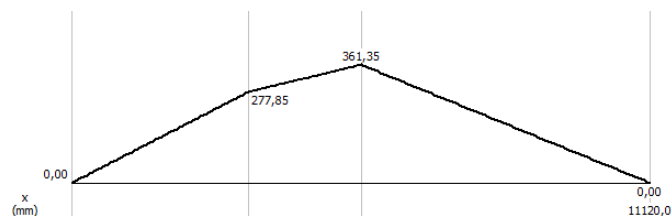


Figura 12.105-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Plano XY

Esforço cortante

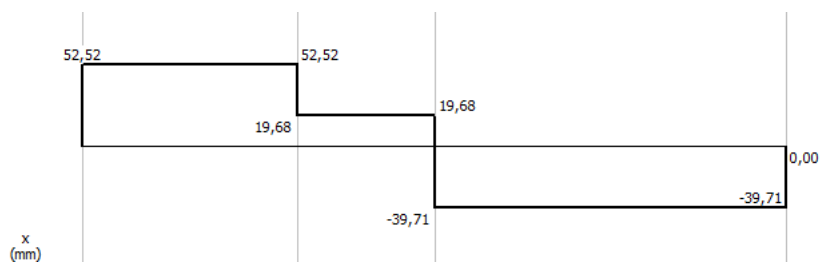


Figura 12.106-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento Fletor

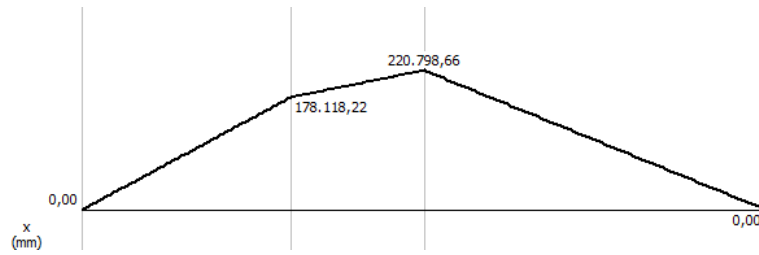


Figura 12.107-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Momento torção

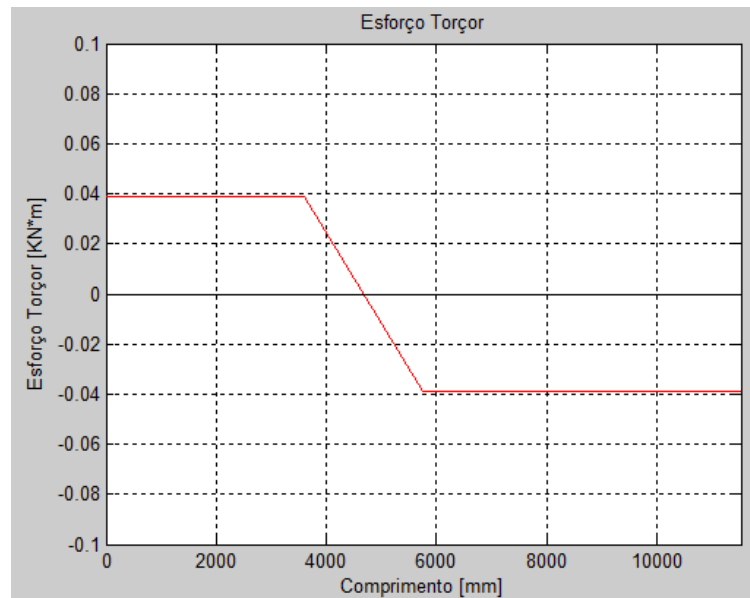


Figura 12.108-Diagrama de momento torção gerado pelo programa Matlab.

Esforço Normal

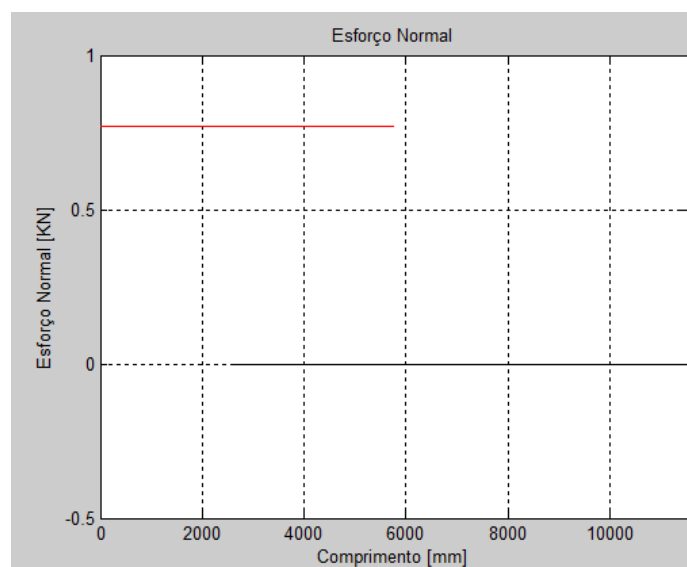


Figura 12.109-Diagrama de esforço normal gerado pelo programa Matlab.

- Esforços sem carregamento

Plano ZX

Esforço cortante

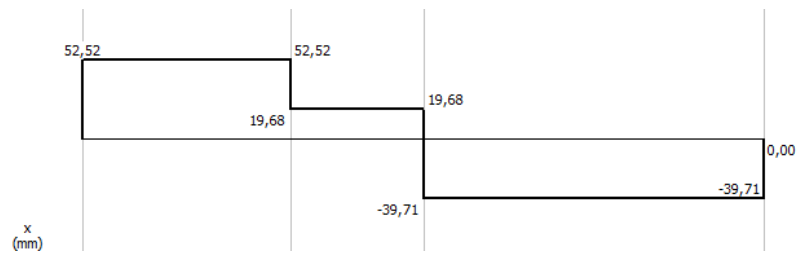


Figura 12.110-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor

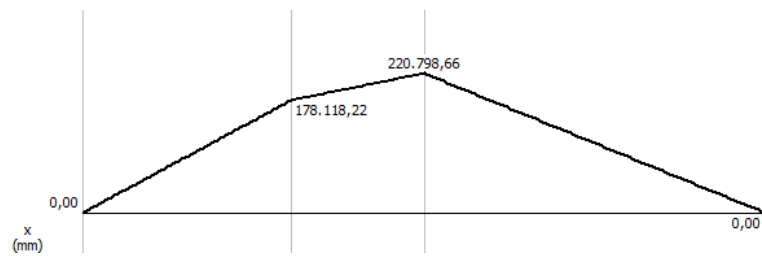


Figura 12.111-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXXI

Esforços internos da coluna T2.

Todos os esforços estão em kN.

- Esforços com carregamento.

Plano ZX

Esforço cortante

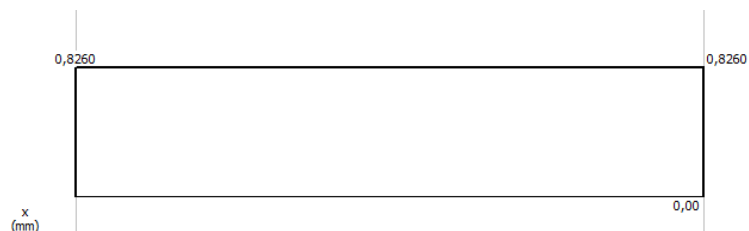


Figura 12.112-Diagrama de esforço cortante gerado pelo programa Mdsolids.

Momento fletor.

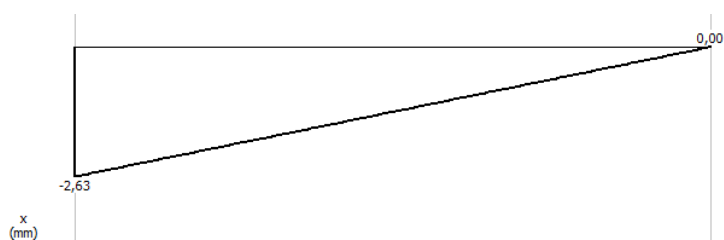


Figura 12.113-Diagrama de momento fletor gerado pelo programa Mdsolids.

Anexo XXXII

32.1-Cálculo do diâmetro mínimo com base na deflexão.

```
%Projeto de graduação-Lucas Boaratti Braga
%Calculo de Diâmetro de eixo com base em sua deflexão maxima
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% d= diâmetro do mínimo do eixo[m].
% nd=Fator de segurança do eixo.
% E=modulo de elasticidade do material[KN/m].
% t=ângulo máximo de deflexão[°].
% l=comprimento total do eixo(de mancal a mancal) [m].
% a=local de aplicação da força F

clear all
clc

l=1.8414/2;%[KN];
nd=2.94;
E=200*(10^6);%[KN/M^2]
t=2.24;
f=0.331/2;

x1=4*(f*(l^2));
x2=3.14*(E*t);
x3=x1/x2;
d=x3^(0.25);

disp('o diâmetro é')
d
```

32.2-Cálculo da velocidade crítica.

```
%Projeto de graduação-Lucas Boaratti Braga
%Calculo de Diâmetro de eixo com base em sua velocidade critica
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% g-gravidade[m/s^2]
% l-comprimento[m]
% e-modulo de elasticidade[n/m^2]
% i-momento de inercia da área transversal[m^4]
% a-área[m^2]
% y-peso especifico[kg/m^3]
% w frequencia critica [rad/s]
% d=diâmetro encontrado por tresca(mais conservador)

clear all
clc
d=0.06;
i=(3.14*((d^4))/4);
g=9.78;
l=1.8414;
e=206*10^9;
a=(3.14*((d^2))/4);
y=7850;
```

```

w=((3.14/1)^2)*(((g*e*i)/(a*y))^(0.5));

wpm = (w/9.54929614);

disp('a frquência crítica em rad/s é')
w

disp('a frquência crítica em rpm é')
wpm

```

32.4-Cálculo do cordão de solda no tambor de enrolamento.

```

%Projeto de graduação-Lucas Boaratti Braga
%%verificacao de resistencia de solda para o eixo do tambor.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%t-espessura efetiva[m]
%l-comprimento efetivo[m]
%rd-resistencia da solda[kn/m^2]
%aw-área da solda[m^2]
%am-area do metal base
%fy-resistência ao escoamento para o metal base(no caso do ferro fundido
%igual a sut)[Kn/m^2]
%fw-resistência do metal de da solda[Kn/m^2]
%mf-momento fletor da seção
%t-momento torçor(torque)[KN*m]

clear all
clc

fy=179000;
fw=579000;
l=(3.14)*(0.09);
d=0.09;
mt=21.528
sx=0;
sy=0;
s1=mt;
s2=mt;

%resistencia equivalente em soldas
%rmb=0.9*am*(0.6*ly);
%rms=0.75*aw*(0.6*lw);
%format long
%ises
sm=((((s1^2)-(s1*s2)+(s2^2))^(0.5)))*2.94;

%tresca
st=((((sx^2)+(3*(mt^2)))^(0.5)))*2.94);
disp('a resistência encontrada por misses é [KN/m^2]');
sm
disp('a resistência encontrada por tresca é[KN/m^2]');
st

if sm > st
    %1º comparação
    b1=0.001;

```



```

b2=0.001;
    b3=0.001;
    b4=0.001;
t1=0.001;
rmb1=0;
rms1=0;
rmb2=0;
rms2=0;
while sm >= rmb1
    b1=b1+0.001;
    am=b1*l;
    t3=0.7*b1;
    rmb1=(0.9*am*(0.6*fy))/(t3*l);
end
%2° comparação
while sm >= rms1
    b2=b2+0.001;
    t1=0.7*b2;
    aw=t1*l;
    rms1=(0.75*aw*(0.6*fw))/t1*l;
end

end

if sm < st
    %3° comparação
    b1=0.001;
    b2=0.001;
    b3=0.001;
    b4=0.001;
    t2=0.001;

    rms1=0;
    rmb1=0;
    rmb2=0;
    rms2=0;

    while st >= rmb2
        b3=b3+0.001;
        am=b3*l;
        t4=0.7*b3;
        rmb2=(0.9*am*(0.6*fy))/l*t4;
    end
    %4° comparação
    while st >= rms2
        b4=b4+0.001;
        t2=0.7*b4;
        aw=t2*l;
        rms2=(0.75*aw*(0.6*fw))/l*t2;
    end
end

% resultados
disp('resistência de solda para o metal base no caso de misses maior
é[KN/m^2]');
rmb1
disp('resistência de solda para o metal de solda no caso de misses maior
é[KN/m^2]');
rms1
disp('resistência de solda para o metal base no caso de tresca maior
é[KN/m^2]');
rmb2

```

```

disp('resistência de solda para o metal de solda no caso de tresca maior
é[KN/m^2]');
rms2

disp('o comprimento de b1 é [m]');
b1
disp('o comprimento de b2 é [m]');
b2
disp('o comprimento de b3 é [m]');
b3
disp('o comprimento de b4 é [m]');
b4

```

32.5-Cálculo de vida esperada em rolamentos

```

%Projeto de graduação-Lucas Boaratti Braga
%Calculo de carga dinâmica para rolamentos segundo SKF
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%p-carga dinâmica equivalente do rolamento [Kn]
%l10-vida nominal básica[milhões de revoluções]
%c-classificação de carga dinâmica básica[Kn]
%n-velocidade de rotação[rpm]
%pp-expoente de equação de vida útil-3 para rolamentos de esferas e 10/3
%para rolamentos de rolos.

clear all
clc
c=95.6;
pp=3;
p=3.33*28.61*2.94;
n=10;

l10=(c/p)^pp;
l10h=((10^6)/60*n)*l10;

disp('o numero de horas que o rolamento irá durar é de');
l10h

```

32.6-Fadiga estrutural e deflexão.

```

%Projeto de graduação -Lucas Boaratti Braga
%calculo de fadiga para estruturas
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc
%esforços internos
mmax=;%[Kn*m]
mmin=;%[Kn]
tmax=;%[Kn*m]
tmin=;%[Kn]

%tensoes altenadas
mm=(mmax+mmin)/2%[Kn]
ma=(mmax-mmin)/2%[Kn]
tm=(tmax+tmin)/2%[Kn]

```

```

ta=(tmax-tmin)/2*[Kn]

%concentradores de tensão
kf=1;
kfs=1;

%meia distancia da linha neutra a superficie
c=0.25;%[m]

%momento de inercia e momento polar de inercia
i=();%[m^4]
j=();%[m^4]

%tensoes alternadas
sa=(kf*(ma*c))/i%[Kn/m^2]
sm=(kf*(mm*c))/i%[Kn/m^2]
sta=(kfs*(ta*c))/j%[Kn/m^2]
stm=(kfs*(tm*c))/j%[Kn/m^2]

%composição das tensoe
ssa=(( (sa^2)+3*(sta^2))^(0.5))/1000%[Mpa]
ssm=(( (sm^2)+3*(stm^2))^(0.5))/1000%[Mpa]

%equação de marin
sut=585;%1770[Mpa]
b=0.28;
%d=0.07;%diametro pra eixo
sel=0.504*sut%740[Mpa];
%ka=1.58*(sut^(-0.085))%retificado
%ka=272*(sut^(-0.995))%como forjado
ka=4.51*(sut^(-0.265))
kb=1.5*(0.808*((2*c)*b)^(0.5))^(0.157)
%kb=1.5*d^(-0.157)%eixo
kc=1
kd=1.0019
ke=0.753
kf=1
se=sel*ka*kb*kc*kd*ke*kf%[Mpa]

%criterios de falha
%goodman

sy=450;%1640;%[Mpa]
ndgo=(1/((ssa/se)+(ssm/sut)));

%resultados

if ndgo <1;
    disp('reprovado por fadiga')
else
    disp('aprovado por fadiga')
end
disp('goodman')
ndgo

% flexão

%coeficientes
f=(103.5)+43.417; %49.6509;%KN A1 e C1
E=200;

```

```

a=0;%514.1;%distancia da força a origem em mm
id=i*10^12;%(10^(-12));
l=11120;%0.903;%
%mb=mmax;
%x=l/2;
%equações.
%ym=(((((f*a)/(24*E*id))*((4*(a^2))-((3*(l^2))))))^2)^0.5;%A1 e C1
%ym=((mb*x)/(6*E*id*l))*((x^3)-(3+l*(x^2))+x*((2*(l^2))+(3*(a^2)*l)));%
%flexão por torção.
ym=(f*(l^3))/(48*E*id);
ymax=(l/2)*0.001;

if ym >= ymax;
    disp('falhou por flexao')
    ym
    ymax

else ym <= ymax;
    disp('aprovado por flexão')
    ym
    ymax

end

```

33.7-Critério estático estrutural.

```

%Projeto de graduação -Lucas Boaratti Braga
%calculo de estruturas estaticamente
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc

%dados [kn*m/kn/m]
mf=;%[Kn*m]
t=;%[Kn*m]
n=;%[Kn]
q=;%[Kn]
i=();%[m^4]
j=();%[m^4]
c=;%[m]
a=;%[m^2]
sy=585;%[Mpa]
sut=450;%[Mpa]
%composição das tensoes
sx=((mf*c)/i)+((n/a))%[Kn/m^2]
tx=((t*c)/j)+(q/a)%[Kn/m^2]

%circulo mohr7
sxy=0;
oc=(sx+sxy)/2%[Kn/m^2]
r=((((sx-sxy)/2)^2)+(tx^2))^0.5%[Kn/m^2]

%composição das tensões
s1=(oc+r)/1000 %[Kn/m^2]
s2=(oc-r)/1000 %[Kn/m^2]

%criterios de falha
%tensao maxima de cisalhamento

```

```

% s1 <= s2 <= 0
% s1 >= sy/nd;
%% nd = sy/s1;

% s1 >= 0 >= s2
ndtc = (sy / (s1 - s2))

% 0 >= s1 >= s2
%% nd = (-sy) / s2;

% Teoria da energia de distorção
s3 = 0;
g1 = (s1 - s2)^2;
g2 = (s2 - s3)^2;
g3 = (s3 - s1)^2;
g4 = g1 + g2 + g3;
g5 = g4/2;
g6 = g5^0.5;
nded = (sy/g6)
format long

```

33.8-Cálculo dos cordões de solda estruturais.

```

% Projeto de graduação-Lucas Boaratti Braga
% calculo de soldas em estruturas
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc

% dados [kn*m/kn/m]
mf = ; % [Kn*m]
t = ; % [Kn*m]
n = ; % [Kn]
q = ; % [m]
i = ( ) ; % [m^4]
j = ( ) ; % [m^4]
c = ; % [m]
% solda
b = ; % [m] largura solda
tl = b / (2^(0.5)) % [m]
l = ; % [m] comprimento
a = tl * l ; % [m^2] area
% metal da solda
ly = 400;
% metal base sut 1770/sy 1640 -4140 sut 585/sy 450 1045
sy = 450 ; % [Mpa]
sut = 585 ; % [Mpa]
% composição das tensoes
sx = ((mf*c)/i) + ((n/a)) ; % [Kn/m^2]
tx = ((t*c)/j) + (q/a) ; % [Kn/m^2]

% circulo mohr7
sxy = 0;
oc = (sx + sxy) / 2 ; % [Kn/m^2]
r = (((sx - sxy) / 2)^2 + (tx^2))^0.5 ; % [Kn/m^2]

```

```

%composição das tensões
s1=(oc+r)/100%[Kn/m^2]
s2=(oc-r)/100%[Kn/m^2]

%Teoria da energia de distorção[misses]
s3=0;
g1=(s1-s2)^2;
g2=(s2-s3)^2;
g3=(s3-s1)^2;
g4=g1+g2+g3;
g5=g4/2;
g6=g5^0.5;
smi=g6*2.94;

%resistencia soldas

rbase=0.9*(0.6*sy);
rsolda=0.75*(0.6*ly);

if rbase >= rsolda

disp('resistencia metal de solda maior')
    if rsolda <=smi
        disp('falhou')
    else
        disp('aprovado por metal de solda')
    end
else
disp('resistencia do metal base maior')
    if rbase<= smi
        disp('falhou')
    else
        disp('aprovado por metal de solda')
    end
end

rbase
rsolda
smi
a

```

13 DESENHOS TÉCNICOS